ESCUELA POLITÉCNICA NACIONAL

FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA

MODELACIÓN Y SIMULACIÓN DEL CICLO DE OPERACIÓN DE LAS PLANTAS TÉRMICAS ECUATORIANAS DE CICLO RANKINE PARA ESTIMAR LA HUELLA HIDRICA GRIS RELACIONADA A SUS SISTEMAS DE ENFRIAMIENTO.

TRABAJO DE TITULACIÓN PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO

VÁSQUEZ PROAÑO MAURICIO GABRIEL

mauricio.vasquez@epn.edu.ec

DIRECTOR:

Ing. SANTIAGO DAVID VACA JIMÉNEZ, MSc, PhD

santiago.vaca@epn.edu.ec

Quito, 17 de enero del 2022

CERTIFICACIÓN

Certifico que el presente trabajo fue desarrollado por el señor **Mauricio Gabriel Vásquez Proaño**, bajo mi supervisión.

_____

Ing. Santiago David Vaca Jiménez, MSc, PhD.

DIRECTOR DEL PROYECTO

DECLARACIÓN

Yo, **Mauricio Gabriel Vásquez Proaño**, declaro bajo juramento que el trabajo aquí escrito es de mi autoría, que no ha sido previamente presentado para ningún grado o calificación profesional; y, que he consultado las referencias bibliográficas que se incluyen en este documento.

A través de la presente declaración cedo mis derechos de propiedad intelectual correspondientes a este trabajo, a la Escuela Politécnica Nacional, según lo establecido por la ley de Propiedad Intelectual, por su Reglamento y por la normatividad institucional vigente.

Vásquez Proaño Mauricio Gabriel

DEDICATORIA

El presente trabajo lo dedico a mi madre, quien ha sido un gran ejemplo de lucha, perseverancia y superación en mi vida, por el apoyo, las experiencias y los consejos que me ha brindado día a día a lo largo de mi vida, con el fin de que nunca decaiga en el camino de alcanzar mis metas académicas y profesionales.

A mi siempre querida Escuela Politécnica Nacional y a la mejor Facultad del Mundo, la Facultad de Ingeniería Mecánica, a donde perteneceré toda mi vida y de la cual me llevo gratas vivencias, lecciones y amistades.

AGRADECIMIENTO

Agradezco enormemente a mis abuelitos, Will y Susi por todo el apoyo, los consejos, enseñanzas y valores que han inculcado en mi desde pequeño hasta la presente.

Agradezco a mis hermanos Elisa y Josué, por todos los momentos que hemos compartido y por todas las palabras de motivación que me han regalado siempre.

Al Doctor Santiago Vaca por su apoyo incansable, por su valioso tiempo, la preocupación y predisposición para la continua tutoría durante el proceso de elaboración de este proyecto.

A los ingenieros encargados del área de seguridad y mantenimiento de la unidad de negocio de CELEC EP Electroguayas por su colaboración en el levantamiento de la información necesaria para la correcta realización de los cálculos termodinámicos del presente trabajo de titulación.

A Antonio. C, Gaby. R, Jaime. N, David. P, Irvin. M, Wilson. E, Anderson. I y Carlos. P por su amistad tan grandiosa y todas las maravillosas experiencias que compartimos tanto dentro como fuera de la universidad.

INDICE DE CONTENIDO

CERTIFICACIÓN i

DECLARACIÓN ii

DEDICATORIA iii

AGRADECIMIENTO iv

INDICE DE FIGURAS viii

INDICE DE TABLAS x

SIMBOLOGIA xi

RESUMEN xiii

ABSTRACT xiv

INTRODUCCIÓN 1

Objetivo general 3

Objetivos específicos 3

1. DESCRIPCIÓN DEL SISTEMA (CASOS DE ESTUDIO) 4

1.1 Caso de estudio 1: Central Térmica Gonzalo Zevallos (CTGZ) 4

1.1.1 Localización 4

1.2 Caso de estudio 2: Central Térmica Trinitaria (CTT) 5

1.2.1 Localización 5

1.3 Descripción general del funcionamiento de las centrales térmicas 6

1.4 Caldera acuotubular 7

1.4.1 Partes principales de la caldera acuotubular 9

1.5 Sistema de enfriamiento de un solo pase 10

2. METODOLOGÍA 13

2.1 Levantamiento de datos 14

2.2 Construcción del año típico hidrológico 14

2.3 Modelación matemática de las Centrales Termoeléctricas 14

2.3.1 Modelo de transferencia de calor de la caldera acuotubular 15

2.3.2 Validación del modelo de transferencia de calor de la caldera acuotubular 18

2.3.3 Método Efectividad NTU 18

2.3.3 Modelo de transferencia de calor del condensador de un solo paso 19

2.3.4 Validación del modelo matemático del condensador de un solo paso 20

2.4 Interpolación lineal de datos históricos 20

2.4.1 Interpolación lineal con los datos históricos de energía bruta producida 21
2.4.2 Interpolación lineal con los datos históricos de consumo de combustible 25
2.5 Balance Global de Energía.....29
2.6 Cálculo de la huella hídrica gris (GWF o WF_{gris}) 30
2.7 Comparación entre la huella hídrica calculada y las huellas hídricas reportadas en otros estudios.....31
3. ANÁLISIS DE RESULTADOS Y DISCUSIÓN.....32
3.1 Levantamiento de datos operacionales de las centrales visitadas.....32
3.2 Validación de los modelos matemáticos propuestos 35
3.2.1 Validación del modelo de transferencia de calor de la caldera acuotubular.....35
3.2.2 Validación del modelo matemático del condensador de un solo paso.....38
3.3 Simulación con Matlab 39
3.4 Interpolación lineal de datos históricos 40
3.4.1 Interpolación lineal con los datos históricos de energía bruta producida de CTGZ 40
3.5 Balance Global de Energía.....42
3.6. Huella hídrica gris de acuerdo a los tres escenarios planteados 42
3.6.1 Huella hídrica gris de CTGZ de acuerdo a la demanda de producción energética histórica. 42
3.6.2 Huella hídrica gris de CTGZ de acuerdo al consumo de combustible histórico. 43
3.6.3 Huella hídrica gris de CTGZ de acuerdo al balance global de energía.....43
3.7 Huella hídrica gris relacionada a los sistemas de enfriamiento de las centrales térmicas visitadas 43
3.7.1 Huella hídrica gris del sistema de enfriamiento de la Central Térmica Gonzalo Zevallos (CTGZ) 43
3.8 Comparación de huellas hídricas 48
3.8.1 Comparación de la huella hídrica gris calculada con aquellas producidas en las centrales térmicas de los Estados Unidos.....49
3.8.2 Comparaciones entre la huella hídrica gris y la huella hídrica azul 51
4. POSIBLES IMPACTOS AMBIENTALES DEBIDO A LA HUELLA HÍDRICA DE LAS PLANTAS TÉRMICAS ESTUDIADAS. 52
4.1 Tipo de fauna y flora del lugar 52
4.2 Posible daño teórico por temperatura en la actividad biológica de los organismos que habitan los esteros 54
4.3 Implicaciones ambientales que podrían existir en el estero salado y en el estero del muerto 55
5. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES 56
BIBLIOGRAFIA.....59

ANEXO I 65
ANEXO II 66
ANEXO III 67
ANEXO IV 68
ANEXO V 68
ANEXO VI 70
ANEXO VII 73
ANEXO VIII 75
ANEXO IX 76
ANEXO X 77
ANEXO XI 80
ANEXO XII 81
ANEXO XIII 85

INDICE DE FIGURAS

Figura 1.1. Vista satelital Central Térmica Gonzalo Zevallos ……..5

Figura 1.2. Vista satelital Central Térmica Trinitaria ……..5

Figura 1.3. Esquema general de las centrales térmicas visitadas ……..6

Figura 1.4. Caldera acuotubular de CTGZ ……..8

Figura 1.5. Esquema de las partes principales de una caldera acuotubular ..……9

Figura 1.6. Sistema de Enfriamiento de un solo pase ...……...11

Figura 1.7. Bocatoma del sistema de enfriamiento de CTGZ en el estero salado ……11

Figura 1.8. Bocatoma del sistema de enfriamiento de CTT en el estero del muerto ……12

Figura 2.1. Esquema metodológico ……..……13

Figura 2.2. Esquema de la zona de convección de la caldera con un solo tubo para la circulación del agua ...……..15

Figura 2.3. Volumen de control para el tubo del agua de alimentación ……...16

Figura 2.4. Esquema de un tubo del condensador para la circulación del agua de enfriamiento ……19

Figura 2.5. Volumen de control para el tubo del agua de alimentación ….……19

Figura 2.6 Esquema de los flujos de energía de las plantas visitadas …….29

Figura 3.1. Temperatura del agua de circulación y de los gases de combustión vs Longitud de los tubos de la caldera de CTGZ …..…….....39

Figura 3.2. Temperatura del agua de enfriamiento y del vapor en condensación vs Longitud de los tubos del condensador de un solo paso de CTGZ …..…….40

Figura 3.3. Huella hídrica gris típica relacionada al sistema de enfriamiento de CTGZ……44

Figura 3.4. Relación de la huella hídrica gris típica mensual frente a la diferencia entre la temperatura natural del cuerpo de agua y el límite permitido de acuerdo a la norma ambiental de CTGZ …..……45

Figura 3.5. Relación de la huella hídrica gris típica mensual frente a la demanda de producción energética de CTGZ ……46

Figura 3.6. Huella hídrica gris típica mensual de acuerdo a la demanda de producción energética ……...46

Figura 3.7. Relación de la huella hídrica gris típica mensual frente a la diferencia entre la temperatura natural del cuerpo de agua y el límite permitido de acuerdo a la norma ambiental de CTT ……..47

Figura 3.8. Relación de la huella hídrica gris típica mensual frente a la demanda de producción energética de CTT ..……..48

Figura 3.9. Mapa de ubicación de las centrales termoeléctricas en el territorio de Estados Unidos ……..49

Figura 4.1. Cadena trófica marina ...……...52

Figura 4.2. Globigerinita Bradyi presente en los esteros cercanos al golfo de Guayaquil ..…….53

Figura 4.3. Globigerinita Bradyi presente en los esteros cercanos al golfo de Guayaquil ..…….53

Figura 4.4. Globigerina Bulloides presente en los esteros cercanos al golfo de Guayaquil ...……....54

INDICE DE TABLAS

Tabla 3.1. Datos de Operación Caldera Acuotubular de la Central Térmica Gonzalo Zevallos ……32

Tabla 3.2. Datos de Operación Caldera Acuotubular de la Central Térmica Trinitaria ……..32

Tabla 3.3. Datos de Operación Condensador de un solo paso de la Central Térmica Gonzalo Zevallos …… 34

Tabla 3.4. Datos de Operación Condensador de un solo paso de la Central Térmica Trinitaria …… 35

Tabla 3.5. Comparación de la huella hídrica gris producida por las centrales térmicas ecuatorianas y estadounidenses …… 50

Tabla 3.6. Comparación de la huella hídrica azul y la huella hídrica gris producida por la Central Térmica Gonzalo Zevallos …… 51

SIMBOLOGIA

E_{in}	Energía en forma de calor que ingresa al sistema
E_{alm}	Energía en forma de calor que se almacena en el sistema
E_{out}	Energía en forma de calor que sale del sistema
h	Coeficiente de transferencia de calor por convección
A	Área de transferencia de calor del tubo
T_s	Temperatura de la superficie del tubo
$T(x)$	Temperatura en función de la longitud del tubo
$\dot{m}$	Flujo másico de un fluido
C_p	Calor específico de un fluido
ΔT	Diferencia de temperaturas del fluido en dos puntos del tubo
T_1	Temperatura en el extremo inicial del tubo
T_2	Temperatura en el extremo final del tubo
N	Número de tubos del intercambiador de calor
D	Diámetro exterior del tubo
x	Longitud del tubo
$\bar{h}$	Coeficiente de transferencia de calor en uno de los lados del tubo
ΔT_{ml}	Diferencia de temperatura media logarítmica
$q_{máx}$	Flujo de calor máximo suministrado a un fluido
q	Flujo de calor
q_h	Flujo de calor que proporciona el fluido caliente
q_c	Flujo de calor que recibe el fluido frío
C_{min}	Capacitancia térmica mínima
$C_{máx}$	Capacitancia térmica máxima
$T_{h,i}$	Temperatura inicial del fluido caliente

$T_{h,o}$	Temperatura final del fluido caliente
$T_{c,i}$	Temperatura inicial del fluido frío
$T_{c,o}$	Temperatura final del fluido frío
ε	Efectividad del intercambiador de calor
C_h	Capacitancia térmica del fluido caliente
C_c	Capacitancia térmica del fluido frío
U	Coeficiente global de transferencia de calor del intercambiador de calor
NTU	Número de unidades de transferencia
Cr	Relación de capacitancias térmicas de los fluidos frío y caliente
X	Potencia real producida
Y	Temperatura real del vapor a la salida de la turbina
P	Potencia histórica
Z	Flujo másico real de vapor
$\dot{m}_v$	Flujo másico de vapor histórico
h_{fg}	Calor latente de vaporización del agua
W	Flujo real de agua de enfriamiento
$\dot{m}_w$	Flujo másico de agua de enfriamiento histórico
A	Consumo de combustible real
B	Temperatura real del vapor a la salida de la turbina en función del consumo de combustible
Cc	Consumo de combustible histórico
$\dot{m}_{vsc}$	Flujo másico de vapor dentro de los super calentadores
Cp_v	Calor específico del vapor sobrecalentado
Cp_w	Calor especifico del agua saturada
Cp_g	Calor específico de los gases de combustión (CO_2)
WF_{gris}	Huella hídrica gris

RESUMEN

El presente proyecto estuvo enfocado en modelar y simular los sistemas de enfriamiento de dos centrales termoeléctricas del país, la Central Gonzalo Zevallos y la Central Trinitaria, con el objetivo de estimar la huella hídrica gris que estas producen. La huella hídrica gris es un indicador multidimensional que puede definirse como el volumen de agua dulce utilizado por unidad de producto producido.

Los resultados obtenidos señalaron que, en el periodo enero 2000 – diciembre 2020, el vapor saliente de la última etapa de expansión en las turbinas de estas centrales ha alcanzado temperaturas promedio de 39,9°C en el caso de la Central Térmica Gonzalo Zevallos y 32,8°C en el caso de Trinitaria. Estos resultados muestran la necesidad de disipar de manera adecuada estas cantidades de calor, para lo cual, los sistemas de enfriamiento de las centrales han hecho uso de grandes cantidades de agua (alrededor de 445 m^3 de agua por kilovatio producido en el caso de la Central Térmica Gonzalo Zevallos y más de 637 m^3 por kilovatio en el caso de Trinitaria) para que estos sistemas puedan operar con normalidad durante los meses en que existe una mayor demanda energética, sin afectar la calidad del agua de los cuerpos de agua circundantes.

Como parte del cálculo de estas cifras, se relacionó la temperatura del agua en la descarga hacia los esteros, con la cantidad de energía que se produce en las centrales, y se determinó que la relación de estas variables es linealmente dependiente. Por lo tanto, mientras mayor sea la producción energética, mayor será la temperatura del agua a la salida de los sistemas de enfriamiento de las centrales, generando un impacto térmico mayor. Esto se traduce en una huella hídrica elevada, que implicaría un posible daño ambiental en el hábitat acuático, pues, la cantidad de agua caliente que se descarga anualmente a los cuerpos de agua aledaños a estas plantas de energía podría llegar a afectar los procesos biológicos de las especies que habitan estos ecosistemas, especialmente las familias de fitoplancton y zooplancton.

ABSTRACT

This project focused on modelling and simulating the cooling systems of two thermoelectric power plants in the country, the Gonzalo Zevallos and the Trinitaria plants, with the aim of estimating the grey water footprint they produce. The grey water footprint is a multidimensional indicator that can be defined as the volume of freshwater used per unit of product produced.

The results obtained indicated that, in the period january 2000 – december 2020, the outgoing steam from the last expansion stage in the turbines of these power plants has reached average temperatures of 39,9°C in the case of the Gonzalo Zevallos Thermal Power Plant and 32,8°C in the case of Trinitaria. These results show the need to adequately dissipate these amounts of heat, for which the plants' cooling systems have made use of large quantities of water (around 445 m^3 of water per kilowatt produced in the case of the Gonzalo Zevallos Thermal Power Plant and more than 637 m^3 per kilowatt in the case of Trinitaria) so that these systems can operate normally during the months when there is greater energy demand, without affecting the water quality of the surrounding bodies of water.

As part of the calculation of these figures, the water temperature at the discharge to the estuaries was related to the amount of energy produced in the plants, and it was determined that the relationship of these variables is linearly dependent. Therefore, the higher the energy production, the higher the water temperature at the outlet of the cooling systems of the power plants, generating a greater thermal impact. This translates into a high water footprint, which would imply possible environmental damage to the aquatic habitat, as the amount of hot water discharged annually into the bodies of water surrounding these power plants could affect the biological processes of the species that inhabit these ecosystems, especially the families of phytoplankton and zooplankton.

MODELACIÓN Y SIMULACIÓN DEL CICLO DE OPERACIÓN DE LAS PLANTAS TÉRMICAS ECUATORIANAS DE CICLO RANKINE PARA ESTIMAR LA HUELLA HIDRICA GRIS RELACIONADA A SUS SISTEMAS DE ENFRIAMIENTO.

INTRODUCCIÓN

En la actualidad atravesamos por la llamada crisis mundial del agua [1], debido a que gran parte de los recursos hídricos del planeta se encuentran sobreexplotados y degradados.

La degradación del agua constituye la pérdida de su calidad y ocurre cuando sustancias nocivas ingresan a cuerpos acuáticos como lagos, ríos, esteros, mares y océanos y se disuelven en ellos [2]. Por lo tanto, el agua disponible se encuentra sujeta a altos niveles de contaminación [3].

Dentro de la contaminación del agua existen varias categorías como son la contaminación proveniente de la agricultura, la polución térmica, la polución por aguas residuales, por derrames de petróleo, y por sustancias radiactivas [4]. Dentro de este estudio, se analizará el proceso de polución térmica del agua, el cual corresponde a la descarga continua de volúmenes de agua, utilizados para disipar el calor generado en procesos industriales. La polución térmica altera los ecosistemas submarinos de los cuerpos acuáticos donde ocurren las descargas, degradando su calidad con el incremento de temperatura[5].

Según establece la Ref. [6], las fuentes de producción energética, incluyendo la electricidad, generan altos impactos ambientales negativos: El petróleo, gas natural, carbón y grandes represas consumen cerca del 20% de la cantidad total de agua utilizada por el hombre, estimándose que casi el 2% del agua utilizada se suma a los productos, y el 98% restante es devuelto al medio natural ya sea en fase líquida o de vapor. El vertido de estas aguas, en la mayoría de los casos, se efectúa con propiedades transformadas dentro de su calidad [6].

Según señala la Ref. [7], las plantas de generación termoeléctrica hacen uso de grandes cantidades de agua para sus sistemas de enfriamiento y con esto, grandes volúmenes de agua a mayor temperatura se descargan en los cuerpos naturales de agua, siendo los impactos ambientales muy significativos. Asimismo, la Ref. [8] establece que un aumento de temperatura modifica la solubilidad del agua (aumentando la de sólidos disueltos y disminuyendo la de los gases) y duplica la actividad biológica en promedio cada diez grados centígrados de temperatura. De igual manera, la Ref. [8] señala que, en los efluentes de plantas termoeléctricas, la temperatura puede ser muy alta. Esto ha obligado

a varios gobiernos del mundo a imponer una temperatura máxima de los vertidos en función de las especies presentes [8].

En Ecuador, la norma de Calidad Ambiental y de Descarga de Efluentes al Recurso Agua establece los límites de contenido de sustancias solubles contaminantes en los cuerpos de agua, de acuerdo con criterios de calidad de fuentes de agua para consumo humano y de calidad para la preservación de la vida acuática en aguas dulces, marinas y de estuarios [9]. Sin embargo, a pesar de que se especifican ciertos límites de temperatura para las descargas hacia los recursos de agua dentro de esta norma, la verdadera polución térmica que ocurre en estos cuerpos de agua, es desconocida todavía.

Por lo tanto, resulta fundamental cuantificar la polución térmica por parte de los sistemas de enfriamiento de las plantas térmicas, porque el deterioro en la calidad del agua como consecuencia de una alta polución térmica producida por las plantas de generación termoeléctrica, puede definir un alto impacto ambiental.

Para ello, esta investigación buscará suplir esta necesidad calculando los niveles de polución térmica del agua en base al nivel 2 de enfoque del método de la huella hídrica gris para describir y cuantificar los impactos de las actividades humanas en la calidad del agua [10]. El concepto de huella hídrica fue introducido por Arjen Hoekstra en el año 2002 y según la Ref. [10], se define como un indicador multidimensional que muestra los volúmenes de consumo de agua por fuente y los volúmenes contaminados por tipo de contaminación; de igual manera, puede definirse como la cantidad volumétrica de agua dulce utilizada para producir un producto a lo largo de toda la cadena de suministro [10].

El nivel 1 de este procedimiento estima el resultado como la capacidad del cuerpo de agua de recibir un cierto nivel de concentración de sustancias contaminantes antes de degradarse.

El nivel 2 estima el resultado como la cantidad de volumen de agua utilizada en un proceso, la huella hídrica gris se considera factible si se relaciona con la cantidad de energía producida en un determinado periodo de tiempo y para ello se utilizará los datos históricos de producción energética bruta de dos plantas termoeléctricas del país a partir del año 2000 hasta el año 2020 y se contrastará la información sobre huella hídrica gris obtenida con otros tipos de huella hídrica dentro del país y también con las huellas hídricas grises relacionadas a generación termoeléctrica en otros países.

Todo esto, se llevará a cabo a través de validación de modelos matemáticos propios y procesos de simulación computacional, se espera obtener como resultado principal la

cantidad de agua que ha sido utilizada en los sistemas de enfriamiento de las plantas termoeléctricas de ciclo Rankine de la costa ecuatoriana en los últimos 21 años y, a su vez, describir las implicaciones ambientales que puedan tener los cambios de temperatura que las descargas de estas aguas producen en los cuerpos de agua de la zona, y como afectan a la actividad biológica de la fauna y flora que habitan ahí.

Objetivo general

Modelar y simular el ciclo de operación de las plantas térmicas ecuatorianas para estimar la huella gris relacionada a sus sistemas de enfriamiento.

Objetivos específicos

- Realizar el inventario del sistema de enfriamiento de plantas térmicas operacionales en el país y fuentes de agua usadas para sus sistemas de enfriamiento.
- Realizar el inventario de los volúmenes de agua, temperaturas de entrada, operación y descarga del sistema de enfriamiento (por planta térmica).
- Validar los modelos que describen el comportamiento termodinámico de los sistemas de enfriamiento de las plantas termoeléctricas seleccionadas.
- Estimar la huella hídrica gris de las plantas térmicas seleccionadas y los rangos correspondientes con respecto a plantas con similares condiciones de operación.
- Comparar los valores calculados de huella hídrica gris de las plantas térmicas ecuatorianas de ciclo Rankine con los valores calculados para tres centrales térmicas estadounidenses.
- Definir posibles implicaciones ambientales en los cuerpos de agua aledaños a las centrales de estudio como consecuencia de las huellas hídricas grises que se producen.

1. DESCRIPCIÓN DEL SISTEMA (CASOS DE ESTUDIO)

En este capítulo se detallan las características y el proceso de generación de las centrales termoeléctricas que se escogieron para el estudio: La Central Térmica Gonzalo Zevallos y la Central Térmica Trinitaria. Cabe mencionar que, se han escogido estas centrales como casos de estudio por ser aquellas plantas ecuatorianas de las cuales se tiene mayor información en cuanto a reseña histórica y datos operacionales disponibles y además se recibieron mayores facilidades por parte de sus dirigentes para poder realizar las visitas técnicas correspondientes.

1.1 Caso de estudio 1: Central Térmica Gonzalo Zevallos (CTGZ)

Central Térmica Gonzalo Zevallos cuyo inicio de operaciones data de 1978 como una de las centrales base del plan maestro de Electrificación del INECEL en aquel entonces, ahora llamado CELEC EP Electroguayas.

La generación eléctrica nominal de la planta es de 173MW, de los cuales 166 MW son netos y son obtenidos gracias al trabajo mecánico de 2 turbinas de ciclo Rankine (TV-2 y TV-3) y una turbina de ciclo gas (TG).

En un inicio, la energía generada se entregaba a la ciudad de Guayaquil. Sin embargo, con la entrada en vigencia del Mercado Eléctrico Mayorista, pasó a ser parte del Sistema Nacional Integrado, y por tanto a servir a las 3 regiones continentales del país (Costa, Sierra y Amazonía) [11].

1.1.1 Localización

Central Térmica Gonzalo Zevallos (CTGZ) se encuentra ubicada en la provincia del Guayas, cantón Guayaquil, Parroquia Tarqui, en una extensión aproximada de 2 hectáreas y limitada de la forma que sigue: La terminal de gas de Petroecuador Km.7 vía a la costa por el norte, vía Perimetral por el sur, las instalaciones de Eléctrica de Guayaquil por el este y la terminal de residuo de Búnker y diésel de Petroecuador por el oeste [11]. Sus coordenadas son: 2°11’43’’S 79°57’14’’W y su ubicación geográfica referencial se observa en la figura 1.1.

Figura 1.1. Vista satelital Central Térmica Gonzalo Zevallos.

(Fuente: [12])

1.2 Caso de estudio 2: Central Térmica Trinitaria (CTT)

Construida por la compañía Babcock y Wilcox, la Central Térmica Trinitaria inicia operaciones el 16 de noviembre de 1997 como una medida emergente frente a la demanda energética que atravesaba el país durante ese tiempo, especialmente en la ciudad de Guayaquil [13].

1.2.1 Localización

La Central Térmica Trinitaria se encuentra en la provincia del Guayas, cantón Guayaquil, Parroquia Santiaguito Roldós, en una extensión aproximada de 1.5 hectáreas, se encuentra limitada al sureste por el terminal portuario Fertisa y al noroeste por el estero del muerto [13].

Sus coordenadas son: 2°15’05’’S 79°54’35’’W y su ubicación geográfica referencial se observa en la figura 1.2.

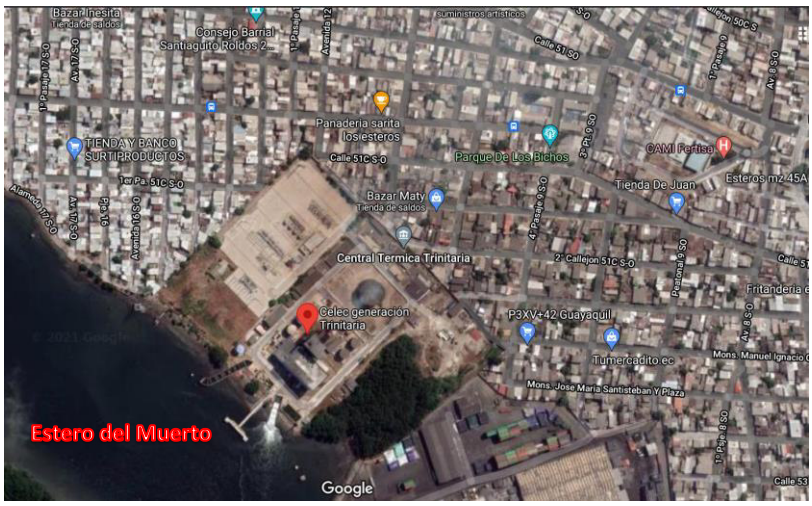

Figura 1.2. Vista satelital Central Térmica Trinitaria.

(Fuente: [12])

1.3 Descripción general del funcionamiento de las centrales térmicas

El funcionamiento de las centrales para ambos casos de estudio es muy similar. Ambas disponen de un generador de vapor o caldera de tipo acuotubular que consta de un cierto número de quemadores y un condensador de un solo pase [13]. El esquema referencial de las centrales se muestra en la figura 1.3.

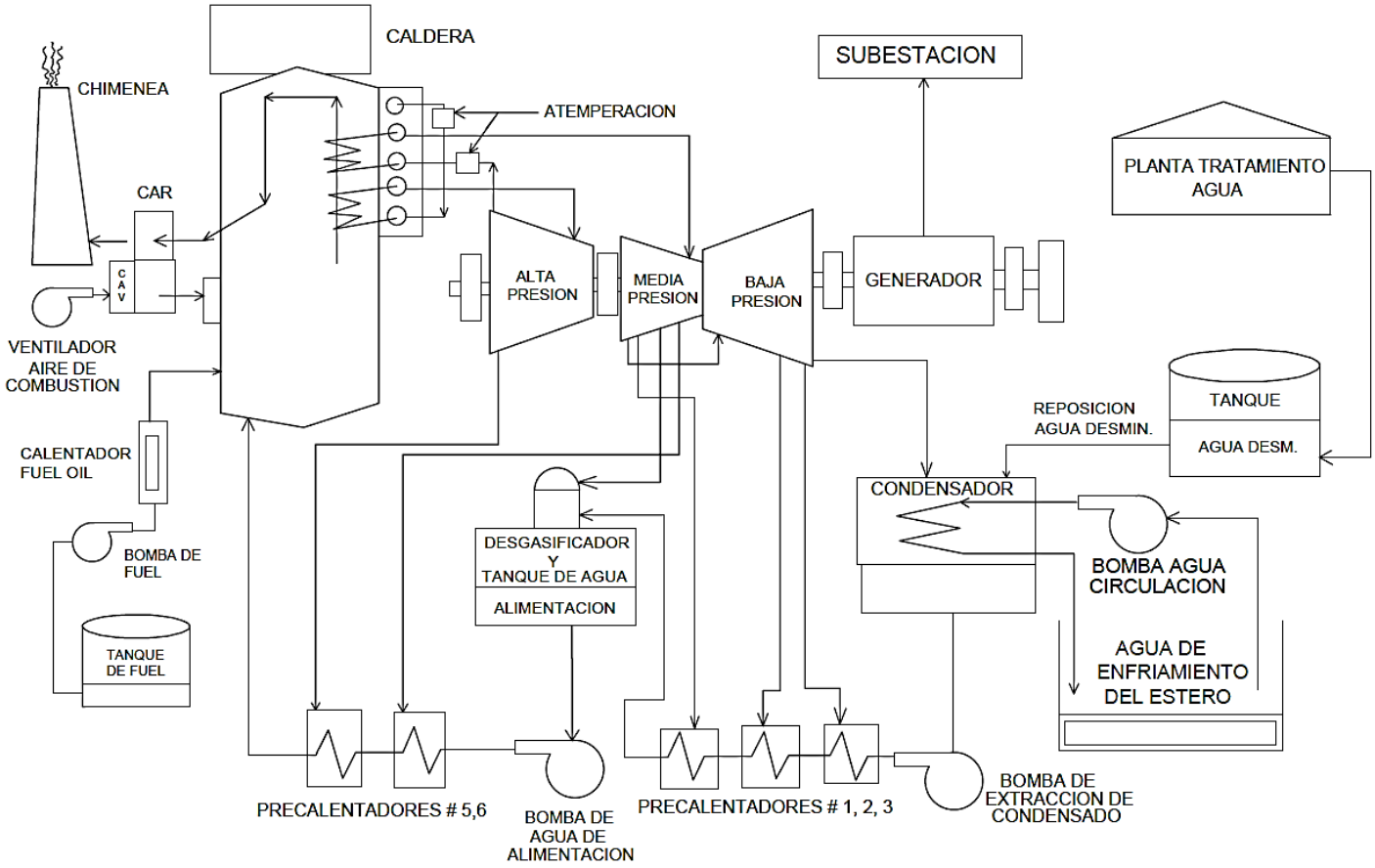

Figura 1.3. Esquema general de las centrales térmicas visitadas.

(Fuente: [11])

Al inicio de la operación, se alimenta los ignitores con diésel No. 2 y aire presurizado y se encienden a través de la chispa producida por un electrodo que tiene un voltaje aproximado de 2000 voltios, generando la llama de combustión.

Una vez encendidos los ignitores, se procede a encender los quemadores alimentándolos con Fueloil No. 4 en el caso de CTGZ y No. 6 en el caso de Trinitaria.

Para el proceso de combustión existe un flujo constante de aire atmosférico, el cual es otorgado por los ventiladores de tiro forzado (VTF) y es calentado previo a su ingreso a los quemadores de la caldera a través del calentador de aire regenerativo (CAR) para elevar su temperatura [14].

Se altera químicamente agua a presión y temperatura cercanas a las de saturación para su ingreso al área del calderín para que alimente a la caldera donde se quema el combustible.

Luego del calderín, el agua de alimentación circula dentro del denominado sobrecalentador de la caldera y se obtiene un vapor sobrecalentado a mayor temperatura y presión.

El vapor completamente seco obtenido ingresa a la etapa de alta presión de la turbina, donde se expande. El sistema dispone de un recalentador que utiliza vapor proveniente de la caldera para recuperar la presión y temperatura del vapor previo al ingreso a las etapas de expansión de media y baja presión [14].

Una vez que el vapor sale de la etapa de baja presión, ingresa al condensador principal de un solo paso, donde cambia de fase de vapor a líquido al entrar en contacto con la superficie fría de los tubos por cuyo interior circula el agua de refrigeración. Esta es agua salada proveniente del estero, la cual es movida por bombas. Como resultado de este intercambio de calor, el agua sale del condensador a una mayor temperatura [14].

Las bombas de extracción de condensado succionan el vapor condensado y lo conducen hacia los precalentadores de baja presión incrementando su temperatura.

Finalmente, el condensado circula por el desgasificador eliminando los gases disueltos que contiene el condensado para evitar daño por corrosión en los tubos de la caldera, la bomba de alimentación separa el agua y la hace circular por los precalentadores de alta presión para devolverla a la caldera, completando un ciclo.

1.4 Caldera acuotubular

En este tipo de calderas, el agua circula por el interior de los tubos y los productos de la combustión por el exterior de los mismos.

Este tipo de calderas, como el que se observa en la figura 1.4, se utiliza comúnmente para grandes demandas productivas y para producir vapor a elevadas presiones. Estos generadores de vapor son diseñados de acuerdo a los parámetros de operación de flujos volumétricos, presiones y temperaturas, razón por la cual los tipos y diseños son muy variados.

Para cambiar el estado del agua de fase líquida a vapor, es preciso añadir una cantidad de calor con el objeto de incrementar la temperatura hasta su punto de ebullición.

El calor que se suministra para elevar la temperatura del agua se conoce como calor sensible.

A la presión de una atmósfera, la temperatura de ebullición del agua es de 100°C, aumentando a la par que la presión y lo mismo si esta disminuye. La temperatura de ebullición del agua se conoce también como temperatura de saturación del vapor [15].

Figura 1.4. Caldera acuotubular de CTGZ.
(Fuente: Propia)

Cuando el agua líquida empieza a cambiar su fase a vapor, de acuerdo con la Ref. [15], su temperatura permanece invariante aún si se sigue añadiendo calor. El agua se encuentra a la presión y temperatura de saturación durante todo el cambio de fase. El calor que se añade durante el cambio de fase del agua a vapor se conoce como calor latente de vaporización [15].

El calor sensible y el calor latente de vaporización sumados representan la cantidad total de calor suministrado al agua líquida para su cambio de fase. En general, cuando la presión del vapor saturado aumenta, el calor sensible necesario aumenta mientras que el calor latente necesario se reduce [15].

De acuerdo con la Ref. [15], si se añade calor sensible adicional al vapor saturado, la temperatura se incrementa por encima del límite de saturación. El vapor obtenido por encima de este límite se conoce como vapor sobrecalentado.

1.4.1 Partes principales de la caldera acuotubular

1.4.1.1 Calderín

Según señala la Ref. [15], el calderín es un contenedor horizontal de mayor o menor espesor en función de la cantidad de vapor que se vaya a producir. El tamaño del calderín es crítico puesto que contiene algunos elementos de separación de fluidos y deberá admitir posibles cambios de nivel de acuerdo a la demanda de carga. El calderín tiene por objeto separar el vapor por encima de las partículas de agua que transporta, tal como se observa en la figura 1.5.

1.4.1.2 Zona de radiación

La zona de radiación, de acuerdo con la Ref. [15] es la zona donde se produce el calor necesario para la generación de vapor mediante la quema del combustible.

La zona de radiación que se observa en la figura 1.5 está compuesta por un haz de tubos dispuestos verticalmente llamados Risers, los cuales se juntan por la parte inferior con los tubos bajantes del calderín y por la parte superior con el propio calderín.

En el interior de los Risers se encuentra agua y vapor, a diferencia de los tubos bajantes en cuyo interior hay únicamente agua. Una diferencia de densidades entre el agua y el vapor permiten que los fluidos recirculen de forma natural entre los Risers y los tubos bajantes.

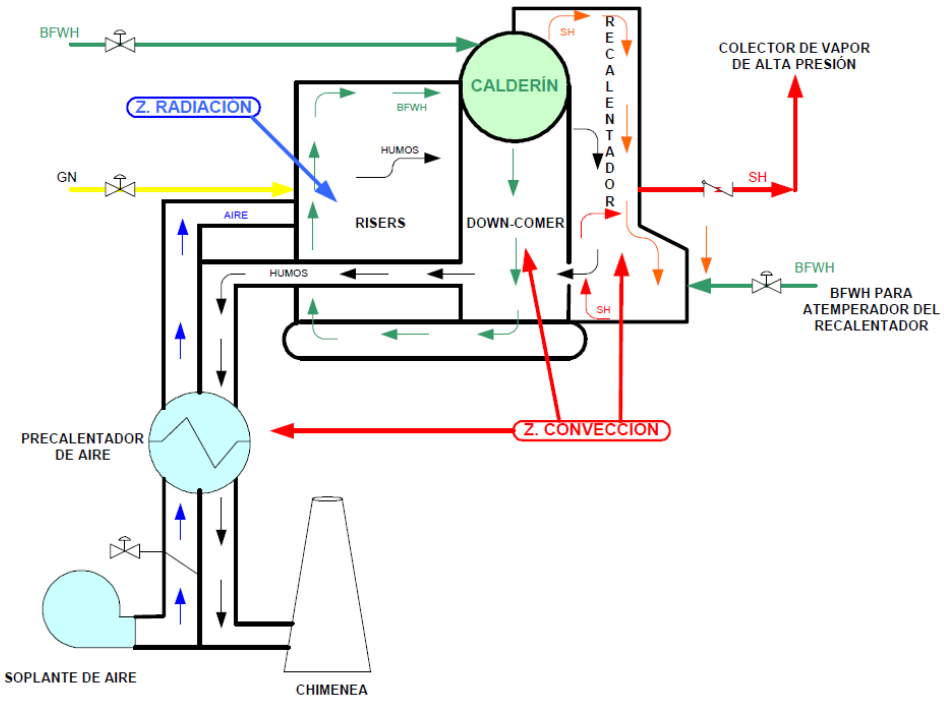

Figura 1.5. Esquema de las partes principales de una caldera acuotubular.

(Fuente: [15])

Según reporta la Ref. [15], esta zona está expuesta a temperaturas cercanas a los 1000°C debido a la energía calórica generada por la llama directamente y también, por los gases de la combustión, sin embargo, a pesar de que es la zona de mayor temperatura, las paredes de las tuberías están refrigeradas por el agua que circula y por este motivo, es muy importante que el calderín siempre contenga un nivel de agua.

1.4.1.3 Zona de convección

En esta zona, de acuerdo a la Ref. [15], los gases de la combustión son los que elevan la temperatura de los tubos de agua y vapor. Los tubos por donde circula el agua nunca entran en contacto directo con la llama para incrementar su temperatura.

La zona de convección se compone por lo general de elementos como los tubos bajantes y los supercalentadores.

1.4.1.4 Supercalentadores

De acuerdo con la Ref. [15], esta es la sección de tubos que aprovecha el calor de los humos de combustión para incrementar la temperatura del vapor producido por encima de su temperatura de saturación. El vapor sobrecalentado evita que se produzcan condensaciones en el interior de las tuberías y a la vez erosiones y desequilibrio en los equipos.

1.5 Sistema de enfriamiento de un solo pase

De acuerdo con la Ref. [16], el agua es extraída a través de bombas de vacío (Anexo I), directamente del cuerpo de agua en un bocatoma que evita el ingreso de materiales contaminantes (Figuras 1.7 y 1.8). Luego, el agua se desvía a través de un condensador donde extrae el calor de la corriente de vapor proveniente de la última etapa de expansión de la turbina y luego se descarga de nuevo en el cuerpo de agua fuente a una mayor temperatura.

Asimismo, la Ref. [16] indica que estos sistemas de enfriamiento requieren de grandes volúmenes de agua incluso para centrales pequeñas debido a que los sistemas de refrigeración de un solo pase no tienen recirculación. Por lo tanto, las tasas de extracción de agua por medio de las bombas de vacío pueden llegar a ser muy elevadas. Sin embargo, el consumo propiamente dicho, resulta muy bajo, pues se limita únicamente a pérdidas por evaporación que son prácticamente insignificantes en comparación con el volumen extraído [16].

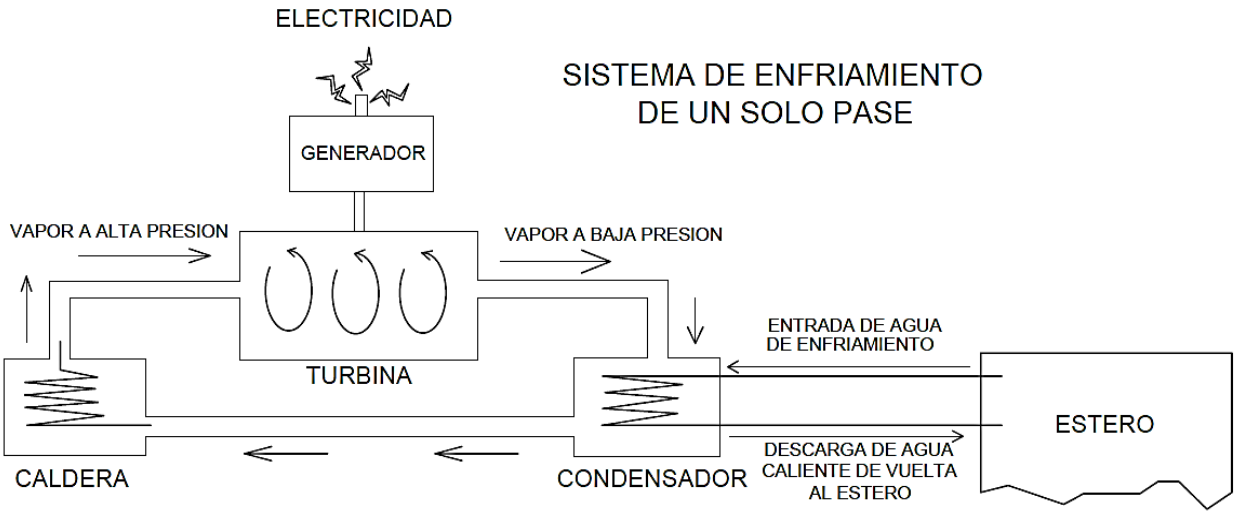

Figura 1.6. Sistema de Enfriamiento de un solo pase.

(Fuente: [17])

Para CTGZ, el cuerpo de agua fuente es el estero salado y para CTT es el estero del muerto.

Figura 1.7. Bocatoma del sistema de enfriamiento de CTGZ en el estero salado.

(Fuente: Propia)

Figura 1.8. Bocatoma del sistema de enfriamiento de CTT en el estero del muerto.

(Fuente: Propia)

2. METODOLOGÍA

El presente capítulo describe la metodología aplicada para la realización de este estudio. La figura 2.1 muestra el esquema metodológico descrito para el estudio.

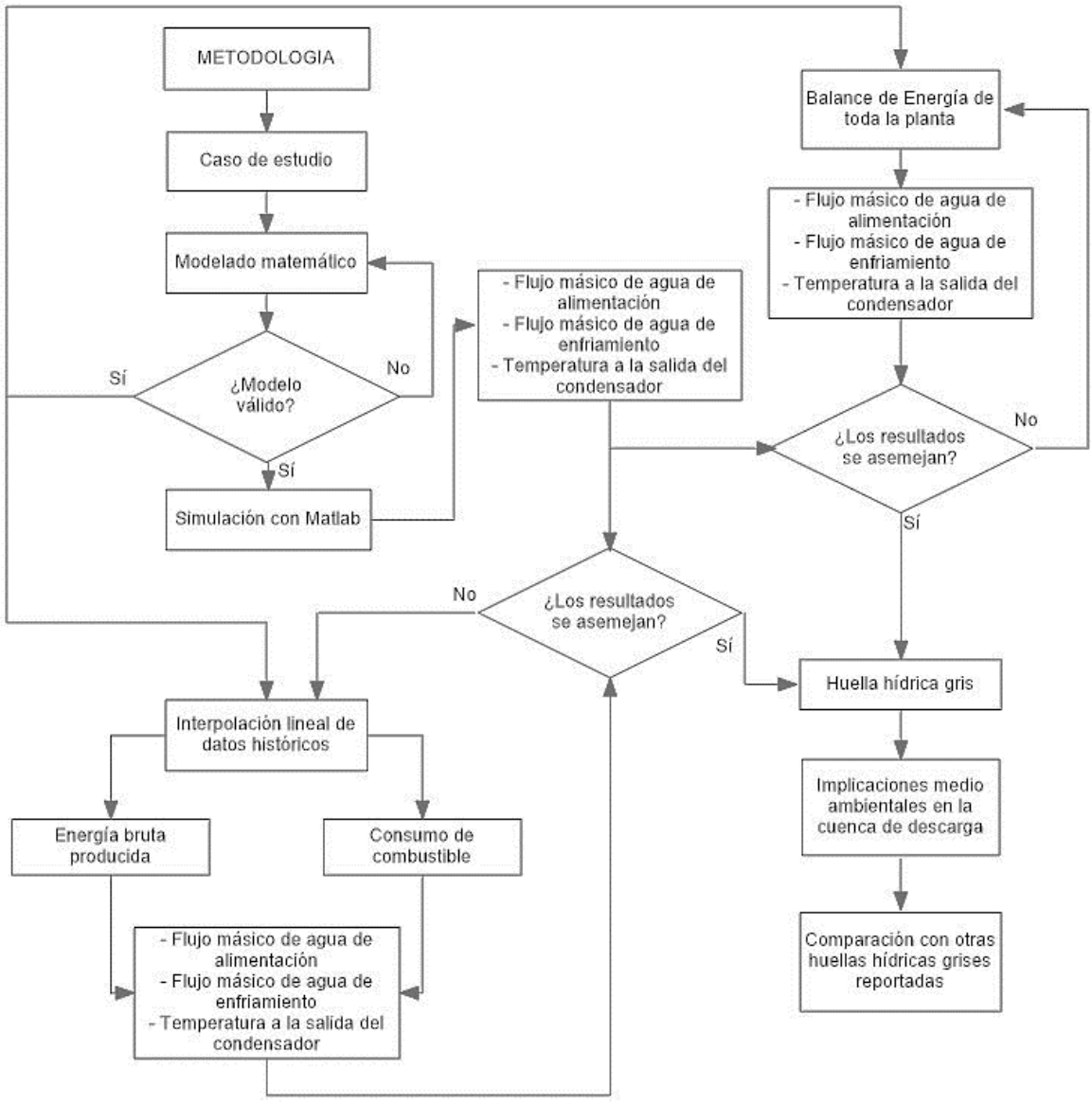

Figura 2.1. Esquema metodológico.

(Fuente: Propia)

Primero, tras realizarse una visita técnica a las centrales termoeléctricas de los casos de estudio y de entrevistar a sus encargados, se hace el levantamiento de datos de operación más importantes de estas plantas.

Posteriormente, se construye un año típico hidrológico a partir de información histórica de la cuenca hidrológica a la cual pertenecen las plantas de estudio.

Después, se realiza la modelación matemática que describe el funcionamiento de los intercambiadores de calor, caldera y condensador, de cada planta, se valida cada modelo propuesto y a través de Matlab se realiza la simulación del fenómeno de transferencia de calor para cada intercambiador, utilizando los datos de los levantamientos realizados en las visitas técnicas.

Luego, se realiza dos procesos de interpolación lineal y un balance global de energía de toda la planta para obtener las cantidades históricas en cuanto a flujos másicos de vapor, agua de enfriamiento y las temperaturas a la entrada y salida de los condensadores.

Finalmente, las cantidades obtenidas que sean más cercanas a los datos operacionales obtenidos en la visita (reales), se evalúan en el modelo matemático que describe la huella hídrica gris en la cuenca hídrica donde se descargan los flujos de agua de enfriamiento de cada planta y se comparan los valores de huella hídrica gris obtenidos con aquellos valores reportados para otras tecnologías de generación eléctrica. Además, se describen las implicaciones medio ambientales que el uso y el calentamiento de estas aguas suponen para los seres y organismos que habitan estos cuerpos de agua.

2.1 Levantamiento de datos

Gracias a las visitas técnicas realizadas a las centrales termoeléctricas Gonzalo Zevallos y Trinitaria los días 8 y 9 de julio del 2021, respectivamente, se recogieron datos referentes a los equipos más críticos dentro de los ciclos termodinámicos, a través de la observación y registro de la interfaz de control de cada planta, obteniendo así: los valores de voltajes, corrientes y potencias de los generadores eléctricos, presiones y temperaturas del vapor al ingreso y a la salida de las turbinas, las presiones y temperaturas a la entrada y salida de calderas y condensadores y los respectivos flujos másicos de los fluidos que recorren estos intercambiadores.

2.2 Construcción del año típico hidrológico

Para obtener las temperaturas del agua a la entrada de los condensadores, se realizó un estudio a partir de las publicaciones hidrológicas de la Ref. [18] para construir un año típico con las temperaturas al ingreso del agua de enfriamiento de los condensadores de las dos centrales, las cuales se encuentran en la misma cuenca hidrológica (Guayas), obteniendo los valores que se encuentran tabulados en el Anexo II.

2.3 Modelación matemática de las Centrales Termoeléctricas

Considerando que los datos obtenidos tras el levantamiento realizado en las visitas técnicas reflejan únicamente un día de operación, y que la huella hídrica gris está

relacionada con la temperatura del agua a la salida de los condensadores, es preciso obtener un modelo matemático que nos permita obtener estas temperaturas de forma general y para todos los años de estudio y para ello, la presente sección detalla el proceso de modelación matemática.

Los modelos matemáticos parten de un balance de energía alrededor de un volumen de control en un tubo por donde circulan fluidos de trabajo, se utilizan ecuaciones establecidas en la Ref. [19] y se llega a establecer la temperatura de los fluidos a lo largo de los tubos en función de su longitud.

Finalmente, se detalla el método efectividad-NTU, el cual servirá para validar los modelos matemáticos.

2.3.1 Modelo de transferencia de calor de la caldera acuotubular

Primero, del arreglo de tubos de la caldera se selecciona uno solo (figura 2.2) por cuyo interior circula agua en cambio de fase. Se tiene que los gases de combustión circulan de forma paralela al eje del tubo y ceden calor al mismo.

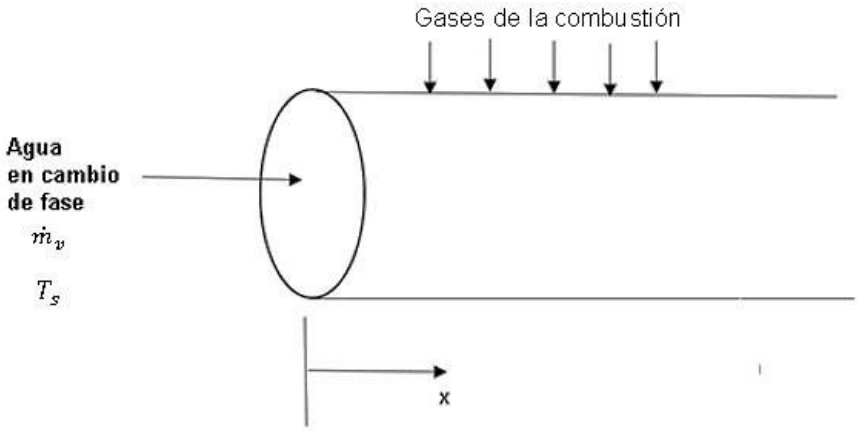

Figura 2.2. Esquema de la zona de convección de la caldera con un solo tubo para la circulación del agua.

(Fuente: Propia)

Después, se considera el volumen de control del tubo de la caldera de la figura 2.3 por donde circula el agua de alimentación y se realiza un balance de energía.

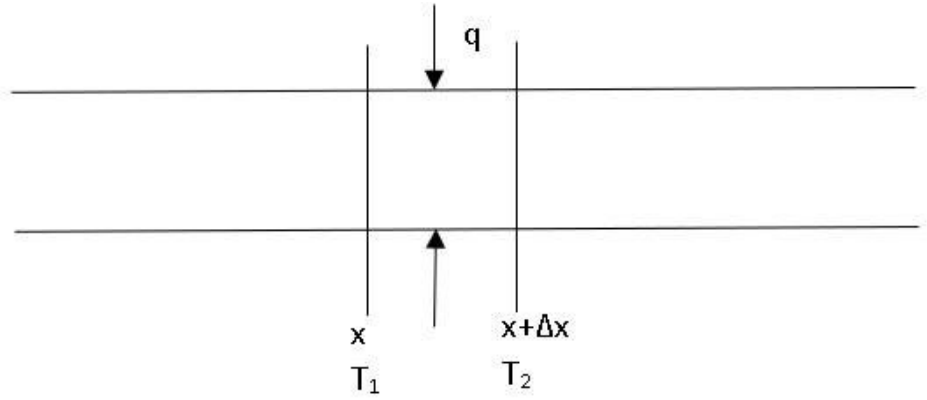

Figura 2.3. Volumen de control para el tubo del agua de alimentación.

(Fuente: Propia)

Se obtiene la ecuación que describe el decremento de temperatura de los gases de combustión dentro de la zona de convección de la caldera:

$$E_{in} = E_{alm} \tag{1}$$

$$E_{in} = hA[T_s - T(x)] \tag{2}$$

$$E_{alm} = \dot{m}C_p\Delta T \tag{3}$$

Se reemplaza las ecuaciones (2) y (3) en la ecuación (1) y se tiene:

$$\dot{m}C_p\Delta T = hA[T_s - T(x)] \tag{4}$$

Donde

$$\Delta T = T_1 - T_2 = \left[T_1 - \frac{dT}{dx}\Delta x\right] + T_2 = \frac{dT}{dx}\Delta x \tag{5}$$

Y:

$$A = N\pi Dx \tag{6}$$

Con las condiciones de borde:

$$\Delta x \rightarrow 0$$

$$T_2 \rightarrow T$$

Dado que se evapora agua dentro de los tubos del intercambiador por donde circulan los gases de la combustión del Fuel Oil, se asume un coeficiente de transferencia de calor uniforme $\bar{h}$.

Se reemplazan las ecuaciones (5) y (6) en la ecuación (4) y se tiene:

$$\dot{m}C_p \frac{dT}{dx} = \bar{h}\pi D(T_s - T) \tag{7}$$

Se despejan los diferenciales de la ecuación (7):

$$\frac{1}{T - T_s} dT = -\frac{\bar{h}\pi D}{\dot{m}C_p} dx \tag{8}$$

Se integran ambos lados de la ecuación (8):

$$\int_{T_{hi}}^{T(x)} \frac{1}{T_s - T} dT = \int_0^x -\frac{\bar{h}\pi D}{\dot{m}C_p} dx \tag{9}$$

Se reemplazan los valores y se tiene:

$$ln\left(\frac{T(x) - T_s}{T_{hi} - T_s}\right) = -\frac{\bar{h}\pi D}{\dot{m}C_p} x \tag{10}$$

Se despeja T(x) y se tiene:

$$T(x) = T_s + (T_{hi} - T_s) * exp\left(-\frac{\bar{h}\pi D}{\dot{m}C_p} x\right) \tag{12}$$

La ecuación (12) describe el decremento de temperatura de los gases de combustión conforme estos avanzan hacia los super calentadores.

Se iguala la ecuación (3) a la ecuación de enfriamiento de Newton (ecuación (2)), introduciendo el concepto de la diferencia de temperaturas media logarítmica (ecuación (14)) [19],

$$q = \bar{h}A\Delta T_{ml} \tag{13}$$

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \tag{14}$$

$$\dot{m}C_p\Delta T = \bar{h}A\Delta T_{ml} \tag{15}$$

Se obtiene el coeficiente de transferencia de calor en el lado de los gases de combustión, despejando $\bar{h}$ de la ecuación (6). Se desprecian las pérdidas de calor por incrustaciones o ensuciamiento [19]:

$$\bar{h} = \frac{\dot{m} C_p (T_{hi} - T_{ho})}{A \Delta T_{ml}} \tag{16}$$

2.3.2 Validación del modelo de transferencia de calor de la caldera acuotubular

Se compara el valor de la temperatura a la salida de la zona de convección de la caldera, obtenido a través del método propuesto, con el valor "teórico", obtenido a través del método efectividad-NTU. De este modo, si el error porcentual obtenido es menor al 10%, el modelo propuesto se considera como válido y se puede proceder con la simulación.

2.3.3 Método Efectividad NTU

La Ref. [1] define a $q_{máx}$ como la tasa máxima de transferencia de calor que posiblemente podría entregar un intercambiador.

$$q_{máx} = C_{min}(T_{h,i} - T_{c,i}) \tag{17}$$

Donde C_{min} puede ser igual a C_c o a C_h, cualquiera que sea menor. La Ref. [19] tambiéndefine a la efectividad ε como la relación de la tasa de transferencia de calor real del intercambiador de calor y la tasa máxima de transferencia de calor:

$$\varepsilon = \frac{q}{q_{máx}} \tag{18}$$

$$\varepsilon = \frac{C_h(T_{h,i} - T_{h,o})}{C_{min}(T_{h,i} - T_{c,i})} = \frac{C_c(T_{c,o} - T_{c,i})}{C_{min}(T_{h,i} - T_{c,i})} \tag{19}$$

Según la Ref. [19], por definición, la efectividad, que es adimensional, debe estar en el rango $0 < \varepsilon < 1$. Es útil porque, si se conocen $T_{h,i}$, y $T_{c,i}$, la tasa de transferencia de calor real se puede determinar fácilmente a partir de la expresión:

$$q = \varepsilon C_{min}(T_{h,i} - T_{c,i}) \tag{20}$$

La Ref. [1] define también el número de unidades de transferencia NTU como un parámetro adimensional que es usado para el análisis de intercambiadores de calor y se calcula por:

$$NTU = \frac{UA}{C_{min}} \tag{21}$$

En la Ref. [19] se han tabulado expresiones que relacionan la efectividad con el NTU a través de la relación de capacitancias térmicas Cr (ecuación 22), las cuales se observan en el Anexo III:

$$Cr = \frac{C_{min}}{C_{máx}} \tag{22}$$

2.3.3 Modelo de transferencia de calor del condensador de un solo paso

Del arreglo de tubos del condensador se selecciona uno solo (figura 2.4) por cuyo interior circula agua en cambio de fase. Se tiene que el vapor en condensación circula de forma paralela al eje del tubo y cede calor al mismo.

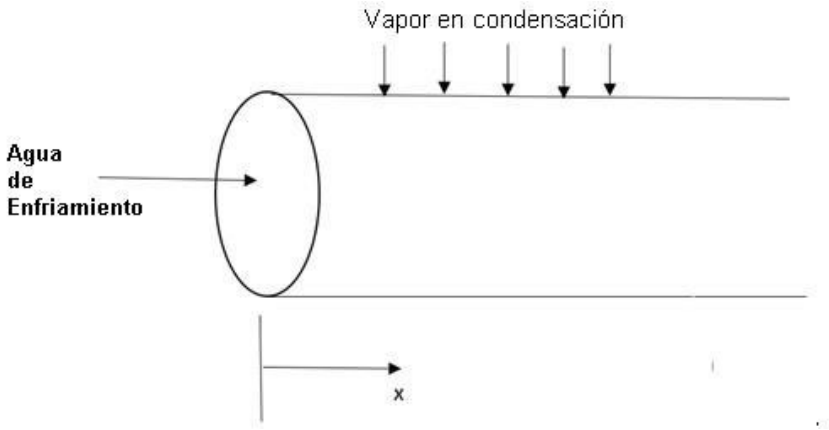

Figura 2.4. Esquema de un tubo del condensador para la circulación del agua de enfriamiento.

(Fuente: Propia)

Se considera un volumen de control del tubo del condensador por donde circula el agua de enfriamiento.

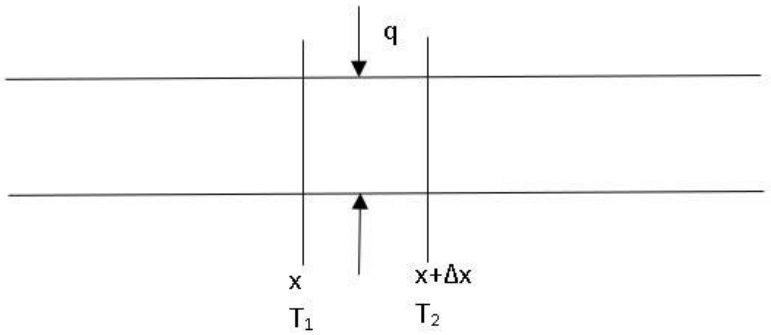

Figura 2.5. Volumen de control para el tubo del agua de alimentación.

(Fuente: Propia)

Se realiza un balance de energía semejante al realizado para los tubos de la zona de convección de la caldera sobre el volumen de control para obtener la ecuación que describe el aumento de temperatura del agua de enfriamiento dentro del condensador:

$$T(x) = T_s + (T_{ci} - T_s) * exp\left(-\frac{\bar{h}_c \pi D}{\dot{m} C_p} x\right) \quad (23)$$

La ecuación (23) describe el aumento de temperatura del agua de enfriamiento conforme esta realiza su único paso a lo largo del condensador.

De la misma manera que con la caldera, dado que se condensa vapor sobre la superficie de los tubos del intercambiador por donde fluye el agua de enfriamiento del sistema, se utilizará el coeficiente de transferencia de calor del lado del agua de enfriamiento $\bar{h}_c$.

Se iguala la ecuación (3) a la ecuación de enfriamiento de Newton (ecuación (2)) [19] introduciendo el concepto de la diferencia de temperatura media logarítmica (ecuación (14)) [19] y se obtiene el coeficiente de transferencia de calor en el lado del agua de enfriamiento, despejando $\bar{h}_c$ de la ecuación (15).

$$\bar{h}_c = \frac{\dot{m} C_p (T_{co} - T_{ci})}{A \Delta T_{ml}} \quad (24)$$

2.3.4 Validación del modelo matemático del condensador de un solo paso

Para realizar el proceso de validación de este modelo, se utilizará el método Efectividad-NTU y al igual que con el modelo de la caldera acuotubular, por falta de un estándar para la validación, si el nivel de incertidumbre es aceptable (menor al 10%), el modelo se considerará como válido para el presente estudio y se puede proceder con la simulación.

2.4 Interpolación lineal de datos históricos

Para poder determinar las temperaturas históricas del agua de enfriamiento en la salida del condensador de cada central térmica es preciso realizar un proceso de interpolación lineal. Este proceso es posible gracias a que la demanda de producción de energía depende del porcentaje de apertura y/o cierre de algunas de las válvulas del sistema como son: válvulas de regulación de combustible, válvulas de regulación del agua de alimentación hacia las calderas, válvulas de regulación del aire hacía los ventiladores de tiro forzado, entre otras; en menor o mayor medida, la apertura de estas válvulas controlan la cantidad de vapor que se produce en las calderas, su temperatura, su presión y el flujo con el que produce trabajo dentro de cada una de las etapas de expansión de la turbina, así como también la temperatura con la que ingresará a la etapa de enfriamiento dentro de los condensadores de un solo paso.

Para realizar los procesos de interpolación lineal, se plantean dos escenarios, el primero que considera los datos históricos de energía bruta mensual producida por cada una de las plantas y el segundo que considera los datos históricos del consumo mensual de combustible de cada una de las plantas.

2.4.1 Interpolación lineal con los datos históricos de energía bruta producida

Como se explica en el apartado anterior, la interpolación es posible gracias a la relación directa entre la demanda de energía a producir y los flujos másicos de cada fluido de trabajo dentro del ciclo termodinámico de cada central termoeléctrica. Para este proceso, se ha obtenido los datos de las potencias brutas producidas en cada central a partir del año 2000 hasta el año 2020 y se han obtenido los siguientes modelos matemáticos linealizados para calcular los flujos másicos de cada fluido de trabajo y finalmente obtener las temperaturas del agua de enfriamiento a la salida de los condensadores aplicando el método teórico efectividad-NTU detallado anteriormente.

De esta forma, la ecuación (25) se obtiene a partir de una relación lineal de los datos experimentales tomados en la central térmica Gonzalo Zevallos que constan en la tabla 2.3 y describe la temperatura del vapor a la salida de la turbina para una demanda de producción energética P, la temperatura real a la salida de la turbina Y y la potencia real X:

$$\frac{X\ [MW]}{P\ [MW]} = \frac{Y\ [°C]}{T_{hi}[°C]}$$

$$T_{hi}[°C] = \frac{Y * P}{X}[°C] \tag{25}$$

Con los datos de temperaturas obtenidos y usando el software EES (Solucionador de Ecuaciones de Ingeniería) obtenemos los datos de calor latente de vaporización del vapor en cambio de fase dentro del condensador con el arreglo para todos los meses de estudio que se observa en el Anexo IV.

Asimismo, la ecuación (26) describe el flujo másico de vapor $\dot{m}_v$ hacia el condensador en función de la demanda de producción energética P, el flujo másico real de vapor Z y la demanda de producción energética real X:

$$\frac{X\ [MW]}{P\ [MW]} = \frac{Z\left[\frac{kg}{s}\right]}{\dot{m}_v\left[\frac{kg}{s}\right]}$$

$$\dot{m}_v\left[\frac{kg}{s}\right] = \frac{Z * P}{X}\left[\frac{kg}{s}\right] \quad (26)$$

Se introduce la ecuación (26) en la ecuación (27) para obtener la cantidad de calor máxima que se requiere para condensar la totalidad del vapor que está ingresando al condensador, la ecuación (28) describe esta cantidad:

$$q_c = \dot{m}_v * h_{fg} \quad (27)$$

$$q_{máx} = \frac{Z * P}{X} * h_{fg} \quad (28)$$

La ecuación (29) describe el flujo másico de agua de enfriamiento necesario para condensar el vapor en el interior del condensador, en relación con la demanda de producción energética P, el consumo real de agua de enfriamiento W y la demanda real de energía X:

$$\frac{X\ [MW]}{P\ [MW]} = \frac{W\left[\frac{kg}{s}\right]}{\dot{m}_w\left[\frac{kg}{s}\right]}$$

$$\dot{m}_w\left[\frac{kg}{s}\right] = \frac{W * P}{X}\left[\frac{kg}{s}\right] \quad (29)$$

Se asume que para todos los flujos másicos de agua de enfriamiento el calor específico del fluido será de 4178 J/kg*K [20], dando lugar a la ecuación (30) que describe la capacitancia térmica del agua de enfriamiento dentro del condensador:

$$C_{min} = 4178 * \frac{W * P}{X} \quad (30)$$

Posteriormente, se obtiene la efectividad del intercambiador de calor, reemplazando las ecuaciones (25), (28), (30) y los valores típicos mensuales de temperatura de entrada del agua de enfriamiento Tci detallados en la tabla 2.5 en la ecuación (18):

$$\varepsilon = \frac{\frac{Z * P}{X} * h_{fg}}{4178 * \frac{W * P}{X} * \left(\frac{Y * P}{X} - T_{ci}\right)} \quad (31)$$

Simplificando:

$$\varepsilon = \frac{Z * X * h_{fg}}{4178 * W * ((Y * P) - (T_{ci} * X))} \quad (32)$$

Después se calcula la temperatura del agua de enfriamiento a la salida del condensador de un solo paso, despejando T_{co} de la ecuación (19):

$$T_{co} = \varepsilon * (T_{hi} - T_{ci}) + T_{ci} \quad (33)$$

Se reemplazan las ecuaciones (25), (30) y (32) y los valores de la tabla 2.5 en la ecuación (28):

$$T_{co} = \left[\frac{Z * X * h_{fg}}{4178 * W * (Y * P - T_{ci} * X)} * \left(\left(\frac{Y * P}{X}\right) - T_{ci}\right)\right] + T_{ci} \quad (34)$$

La ecuación (34) describe la temperatura del agua de enfriamiento a la salida del condensador de un solo paso de la Central Térmica Gonzalo Zevallos.

Para el caso de la Central Térmica Trinitaria se utilizan los datos que constan en la tabla 2.4 y se describe la temperatura del vapor a la salida de la turbina para una demanda de producción energética P, la temperatura real a la salida de la turbina Y y la potencia real X:

$$\frac{X\ [MW]}{P\ [MW]} = \frac{Y\ [°C]}{T_{hi}[°C]}$$

$$T_{hi}[°C] = \frac{Y * P}{X}[°C] \quad (35)$$

Con los datos de temperaturas obtenidos y usando el software EES obtenemos los datos de calor latente de vaporización del vapor en cambio de fase dentro del condensador con el arreglo que se observa en el Anexo IV.

Asimismo, la ecuación (36) describe el flujo másico de vapor hacia el condensador en función de la demanda de producción energética P:

$$\frac{X\ [MW]}{P\ [MW]} = \frac{Z\left[\frac{kg}{s}\right]}{\dot{m}_v\left[\frac{kg}{s}\right]}$$

$$\dot{m}_v\left[\frac{kg}{s}\right] = \frac{Z * P}{X}\left[\frac{kg}{s}\right] \quad (36)$$

Se introduce la ecuación (36) en la ecuación (27) para obtener la cantidad de calor máxima que se requiere para condensar la totalidad del vapor que está ingresando al condensador, la ecuación (37) describe esta cantidad:

$$q_{máx} = \frac{Z * P}{X} * h_{fg} \tag{37}$$

La ecuación (38) describe el flujo másico de agua de enfriamiento necesario para condensar el vapor en el interior del condensador, en relación con la demanda de producción energética X, la potencia real P y el flujo másico real de agua de enfriamiento W:

$$\frac{X\ [MW]}{P\ [MW]} = \frac{W\ \left[\frac{kg}{s}\right]}{\dot{m}_w \left[\frac{kg}{s}\right]}$$

$$\dot{m}_w \left[\frac{kg}{s}\right] = \frac{W * P}{X} \left[\frac{kg}{s}\right] \tag{38}$$

Se asume que para todos los flujos másicos de agua de enfriamiento el calor específico del fluido será de 4178 J/kg*K [20], dando lugar a la ecuación (34) que describe la capacitancia térmica del agua de enfriamiento dentro del condensador:

$$C_{min} = 4178 * \frac{W * P}{X} \tag{39}$$

Posteriormente, se obtiene la efectividad del intercambiador de calor, reemplazando las ecuaciones (35), (37), (39) y los valores típicos mensuales de temperatura de entrada del agua de enfriamiento T_{ci} detallados en el Anexo II en la ecuación (18):

$$\varepsilon = \frac{\frac{Z * P}{X} * h_{fg}}{4178 * \frac{W * P}{X} * \left(\frac{Y * P}{X} - T_{ci}\right)} \tag{40}$$

Simplificando:

$$\varepsilon = \frac{Z * X * h_{fg}}{4178 * W * ((Y * P) - (T_{ci} * X))} \tag{41}$$

Después se calcula la temperatura del agua de enfriamiento a la salida del condensador de un solo paso, despejando T_{co} de la ecuación (19):

$$T_{co} = \varepsilon * (T_{hi} - T_{ci}) + T_{ci} \tag{42}$$

Se reemplazan las ecuaciones (35), (39) y (42) y los valores de la tabla 2.5 en la ecuación (42):

$$T_{co} = \left[\frac{Z * X * h_{fg}}{4178 * W * (Y * P - T_{ci} * X)} * \left(\left(\frac{Y * P}{X}\right) - T_{ci}\right)\right] + T_{ci} \quad (43)$$

La ecuación (43) describe la temperatura del agua de enfriamiento a la salida del condensador de la Central Térmica Trinitaria.

2.4.2 Interpolación lineal con los datos históricos de consumo de combustible

Para este proceso, se ha obtenido los datos de los consumos energéticos en cada central a partir del año 2000 hasta el año 2020 y se han obtenido los siguientes modelos matemáticos linealizados para calcular las temperaturas del agua de enfriamiento a la salida de los condensadores aplicando el método teórico efectividad-NTU al igual que en el apartado anterior.

De esta forma, la ecuación (44) se obtiene a partir de una relación lineal de los datos experimentales tomados en la central térmica Gonzalo Zevallos que constan en la tabla 2.3 y describe la temperatura del vapor a la salida de la turbina para un consumo energético real A, una temperatura real a la salida de la turbina B y un consumo energético Cc:

$$\frac{A\left[\frac{Ton}{h}\right]}{Cc\left[\frac{Ton}{h}\right]} = \frac{B\,[°C]}{T_{hi}[°C]}$$

$$T_{hi}[°C] = \frac{B\,[°C] * Cc\left[\frac{Ton}{h}\right]}{A\left[\frac{Ton}{h}\right]} * \frac{1\,mes}{24 * 31\,h} * \frac{1\,Ton}{1000\,kg} * \frac{900kg}{1m^3}$$

$$T_{hi}[°C] = \frac{3 * B * Cc}{2480 * A}[°C] \quad (44)$$

Con los datos de temperaturas obtenidos y usando el software EES (Solucionador de Ecuaciones de Ingeniería) obtenemos los datos de calor latente de vaporización del vapor en cambio de fase dentro del condensador con el comando del Anexo IV.

Los valores del calor latente de vaporización para cada mes de estudio se encuentran tabulados en el Anexo V.

Asimismo, la ecuación (45) describe el flujo másico de vapor hacia el condensador en función del consumo de combustible mensual de Cc, el flujo másico de vapor real Z y el consumo de energía real A:

$$\frac{A\ [m^3]}{Cc\ [m^3]} = \frac{Z\ \left[\frac{kg}{s}\right]}{\dot{m}_v \left[\frac{kg}{s}\right]}$$

$$\dot{m}_v \left[\frac{kg}{s}\right] = \frac{Z \left[\frac{kg}{s}\right] * Cc\ [m^3]}{A\ [m^3]}$$

$$\dot{m}_v \left[\frac{kg}{s}\right] = \frac{Z * Cc}{A} \left[\frac{kg}{s}\right] \tag{45}$$

Se introduce la ecuación (44) en la ecuación (27) para obtener la cantidad de calor máxima que se requiere para condensar la totalidad del vapor que está ingresando al condensador, la ecuación (46) describe esta cantidad:

$$q_{máx} = \frac{Z * Cc}{A} * h_{fg} \tag{46}$$

La ecuación (47) describe el flujo másico de agua de enfriamiento necesario para condensar el vapor en el interior del condensador, en relación con el consumo de combustible mensual de la central Cc, el flujo másico de agua de enfriamiento real W y el consumo de combustible real A:

$$\frac{Cc\ [m^3]}{P\ [MW]} = \frac{W\ \left[\frac{kg}{s}\right]}{\dot{m}_w \left[\frac{kg}{s}\right]}$$

$$\dot{m}_w \left[\frac{kg}{s}\right] = \frac{W * Cc}{A} \left[\frac{kg}{s}\right] \tag{47}$$

Se asume que para todos los flujos másicos de agua de enfriamiento el calor específico del fluido será de 4178 J/kg*K [20], al igual que en el caso de la demanda de producción de energía, dando lugar a la ecuación (48) que describe la capacitancia térmica del agua de enfriamiento dentro del condensador:

$$C_{min} = 4178 * \frac{W * Cc}{A} \tag{48}$$

Posteriormente, se obtiene la efectividad del intercambiador de calor, reemplazando las ecuaciones (44), (46) y (48) y los valores típicos mensuales de temperatura de entrada del agua de enfriamiento Tci detallados en la tabla 2.5 en la ecuación (18):

$$\varepsilon = \frac{\frac{Z * Cc}{A} * h_{fg}}{4178 * \frac{W * Cc}{A} * \left(\frac{3 * B * Cc}{2480 * A} - T_{ci}\right)} \tag{49}$$

Simplificando:

$$\varepsilon = \frac{2480 * Z * A * h_{fg}}{4178 * W * (3 * B * Cc - 2480 * A * T_{ci})} \tag{50}$$

Después, se calcula la temperatura del agua de enfriamiento a la salida del condensador de un solo paso, utilizando la ecuación (42):

$$T_{co} = \varepsilon * (T_{hi} - T_{ci}) + T_{ci}$$

Se reemplazan las ecuaciones (44), (46) y (50) y los valores de la tabla 2.5 en la ecuación (33):

$$T_{co} = \left[\frac{2480 * Z * A * h_{fg}}{4178 * W * (3 * B * Cc - 2480 * A * T_{ci})} * \left(\frac{3 * B * Cc}{2480 * A} - T_{ci}\right)\right] + T_{ci} \tag{51}$$

La ecuación (51) describe la temperatura del agua de enfriamiento a la salida del condensador de un solo paso de la Central Térmica Gonzalo Zevallos.

Para el caso de la Central Térmica Trinitaria (CTT) se utilizan los datos que constan en la tabla 2.4 y se describe la temperatura del vapor a la salida de la turbina para un consumo de combustible Cc, la temperatura real B y el consumo de combustible real A:

$$\frac{A\left[\frac{kg}{s}\right]}{Cc\left[\frac{m^3}{mes}\right]} = \frac{B\,[°C]}{T_{hi}[°C]}$$

$$T_{hi}[°C] = \frac{B\,[°C] * Cc\left[\frac{m^3}{mes}\right]}{A\left[\frac{kg}{s}\right]} * \frac{1\ mes}{24 * 31\ h} * \frac{1\ Ton}{1000\ kg} * \frac{900kg}{1m^3}$$

$$T_{hi}[°C] = \frac{3 * B * Cc}{2480 * A}[°C] \tag{52}$$

Con los datos de temperaturas obtenidos y usando el software EES obtenemos los datos de calor latente de vaporización del vapor en cambio de fase dentro del condensador con el comando del Anexo IV.

Los valores del calor latente de vaporización para cada mes de estudio se encuentran tabulados en el Anexo VI.

Asimismo, la ecuación (53) describe el flujo másico de vapor hacia el condensador en función del consumo de combustible mensual Cc, el consumo de combustible real A y el flujo másico de vapor real Z:

$$\dot{m}_v \left[\frac{kg}{s}\right] = \frac{Z \left[\frac{kg}{s}\right] * Cc \, [m^3]}{A \, [m^3]}$$

$$\dot{m}_v \left[\frac{kg}{s}\right] = \frac{Z * Cc}{A} \left[\frac{kg}{s}\right] \tag{53}$$

Se introduce la ecuación (53) en la ecuación (28) para obtener la cantidad de calor máxima que se requiere para condensar la totalidad del vapor que está ingresando al condensador, la ecuación (54) describe esta cantidad:

$$q_{máx} = \frac{Z * Cc}{A} * h_{fg} \tag{54}$$

La ecuación (55) describe el flujo másico de agua de enfriamiento necesario para condensar el vapor en el interior del condensador, en relación con el consumo de combustible mensual real de la central A, el flujo másico de agua de enfriamiento real W y el consumo de combustible Cc:

$$\frac{A \, [m^3]}{Cc \, [MW]} = \frac{W \left[\frac{kg}{s}\right]}{\dot{m}_w \left[\frac{kg}{s}\right]}$$

$$\dot{m}_w \left[\frac{kg}{s}\right] = \frac{W * Cc}{A} \left[\frac{kg}{s}\right] \tag{55}$$

Se asume que para todos los flujos másicos de agua de enfriamiento el calor específico del fluido será de 4178 J/kg*K [20], al igual que en el caso de la demanda de producción de energía, dando lugar a la ecuación (56) que describe la capacitancia térmica del agua de enfriamiento dentro del condensador:

$$C_{min} = 4178 * \frac{W * Cc}{A} \tag{56}$$

Posteriormente, se obtiene la efectividad del intercambiador de calor, reemplazando las ecuaciones (52), (54) y (56) y los valores típicos mensuales de temperatura de entrada del agua de enfriamiento Tci detallados en la tabla 2.5 en la ecuación (18):

$$\varepsilon = \frac{\frac{Z * Cc}{A} * h_{fg}}{4178 * \frac{W * Cc}{A} * \left(\frac{3 * B * Cc}{2480 * A} - T_{ci}\right)} \tag{57}$$

Simplificando:

$$\varepsilon = \frac{2480 * Z * A * h_{fg}}{4178 * W * (3 * B * Cc - 2480 * A * T_{ci})} \tag{58}$$

Después se calcula la temperatura del agua de enfriamiento a la salida del condensador de un solo paso, utilizando la ecuación (42):

$$T_{co} = \varepsilon * (T_{hi} - T_{ci}) + T_{ci}$$

Se reemplazan las ecuaciones (52) y (58) y los valores de la tabla 2.5 en la ecuación (33):

$$T_{co} = \left[\frac{2480 * Z * A * h_{fg}}{4178 * W * (3 * B * Cc - 2480 * A * T_{ci})} * \left(\frac{3 * B * Cc}{2480 * A} - T_{ci}\right)\right] + T_{ci} \tag{59}$$

La ecuación (59) describe la temperatura del agua de enfriamiento a la salida del condensador de un solo paso de la Central Térmica Trinitaria.

2.5 Balance Global de Energía

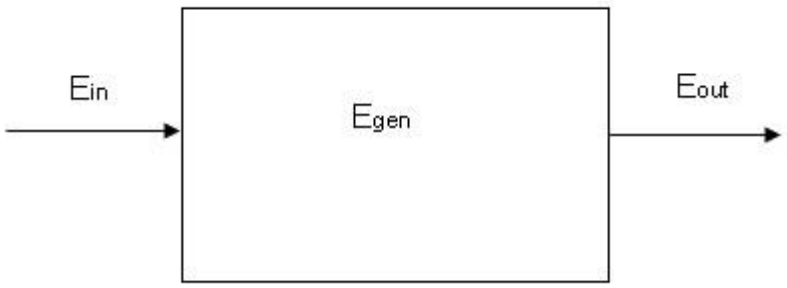

Figura 2.6 Esquema de los flujos de energía de las plantas visitadas.
(Fuente: Propia)

Se realiza un balance de energía global de cada una de las plantas visitadas para obtener las temperaturas a la salida de los condensadores y posteriormente calcular las huellas hídricas mensuales promedio referentes a cada sistema de enfriamiento. El esquema de los flujos de energía de las plantas se observa en la figura 1.2.

El balance de energía se realiza en base a la primera ley de la termodinámica y está dado por la ecuación (60):

$$E_{in} = E_{out} + E_{gen} \tag{60}$$

Donde la ecuación (61) describe la energía que ingresa al sistema, es decir, el gasto energético que se realiza para que el agua de alimentación de la caldera se evapore y posteriormente llegue al sobrecalentamiento:

$$E_{in} = \dot{m}_v * h_{fg} + \dot{m}_{vsc} Cp_v (T_{ho} - T_{hi}) \tag{61}$$

De igual manera, la ecuación (62) describe la cantidad de energía que sale del sistema como calor rechazado hacia el agua de enfriamiento en los condensadores:

$$E_{out} = \dot{m}_w Cp_w (T_{co} - T_{ci}) \tag{62}$$

La energía generada E_{gen} es la potencia P producida históricamente, reemplazando las ecuaciones (61) y (62) en la ecuación (60) y despejando T_{co}, se tiene la ecuación (63) que describe la temperatura a la salida de los condensadores en base al balance global de energía:

$$T_{co} = \frac{(\dot{m}_v * h_{fg}) + [\dot{m}_{vsc} Cp_v (T_{ho} - T_{hi})] - P}{\dot{m}_w Cp_w} + T_{ci} \tag{63}$$

Se reemplazan los valores obtenidos en los puntos 1.4.1 y 1.4.2 en la ecuación (63) y se obtienen las temperaturas a la salida de los condensadores para cada una de las plantas para cada uno de los meses de estudio en función de la demanda energética y del consumo de combustible, respectivamente, estos valores de temperatura a la salida de los condensadores se encuentran tabulados en el Anexo VII.

2.6 Cálculo de la huella hídrica gris (GWF o WF_{gris})

Se calcula la huella hídrica gris de las centrales relacionada a sus sistemas de enfriamiento reemplazando los valores de temperatura y caudal de agua de enfriamiento calculados anteriormente, en la ecuación (64):

$$WF_{gris[x,t]} = \frac{(T_{co} - T_{ci})[x,t]}{(T_{max} - T_{ci})[x,t]} * \dot{m}_w \quad (64)$$

Donde la temperatura máxima $T_{máx}$ permitida por el ministerio del ambiente para descargas en aguas saladas se detalla en el Anexo VIII.

En cualquier caso, la temperatura máxima de la descarga debe ser menor a 35°C, los valores de huella hídrica gris según la demanda energética para cada mes promedio se encuentran tabuladas en el Anexo IX.

También se incluye información gráfica que demuestra como la huella hídrica gris se ve incrementada gracias a la diferencia entre la temperatura natural del cuerpo de agua y la temperatura de la descarga desde los sistemas de enfriamiento de las plantas. Asimismo, se muestra como la huella hídrica gris se relaciona con la producción energética, en ambos casos la relación es linealmente creciente.

2.7 Comparación entre la huella hídrica calculada y las huellas hídricas reportadas en otros estudios.

Se realizan dos comparaciones entre los valores de huella hídrica gris obtenidos en la presente investigación con los valores reportados por otros autores para el mismo tipo de tecnología de generación eléctrica de la Ref [21]. Una de las comparaciones relaciona la huella hídrica gris producida por unidad de potencia eléctrica generada en ambos casos para diferentes configuraciones climáticas y la segunda, la contaminación y el consumo de agua producidos por los sistemas de enfriamiento de las centrales estudiadas, con el fin de determinar cuál de las dos problemáticas es más alarmante.

3. ANÁLISIS DE RESULTADOS Y DISCUSIÓN

En este apartado, se detalla en primer lugar, el resumen del levantamiento de datos realizado durante las visitas técnicas a las centrales termoeléctricas de Gonzalo Zevallos (CTGZ) y Trinitaria (CTT).

Después, se realiza la validación de los modelos matemáticos propuestos que describen el comportamiento térmico de los intercambiadores de calor de las centrales térmicas.

Tras ser validados, se realiza una simulación de los modelos matemáticos propuestos para determinar las temperaturas en la salida de los condensadores de cada una de las plantas y se compara con las temperaturas reales obtenidas en el levantamiento de datos operacionales.

Luego se realizan dos procesos de interpolación lineal: uno en función de la potencia bruta producida histórica y el otro en función del consumo de combustible histórico, esto para determinar las temperaturas a la entrada y a la salida de los condensadores de las plantas. Asimismo, se hace un balance global de energía en cada planta, utilizando los valores obtenidos tras los procesos de interpolación lineal y se vuelve a calcular estas temperaturas, de manera más real.

Finalmente, con estas temperaturas se calcula la huella hídrica gris relacionada a los sistemas de enfriamiento de las centrales visitadas y se comparan las huellas hídricas grises producidas por las plantas estudiadas en esta investigación con aquellas reportadas en otros estudios.

3.1 Levantamiento de datos operacionales de las centrales visitadas

Se reportan los datos de operación de las calderas acuotubulares de las centrales térmicas visitadas en las tablas 3.1 y 3.2 con fecha del 8 y 9 de Julio de 2021 respectivamente.

Tabla 3.1. Datos de Operación Caldera Acuotubular de la Central Térmica Gonzalo Zevallos.

CALDERA CENTRAL TÉRMICA GONZALO ZEVALLOS		
CARGA: 26 MW		
APARTADO	**DESCRIPCION**	**SIMBOLOGIA**
DIMENSIONES CALDERA		
TIPO	ACUOTUBULAR	-
DIMENSIONES HOGAR	16m x 8m x 6m	-
MATERIAL TUBERIAS	ACERO SA-178C	-
NUMERO DE TUBOS	82	N

LONGITUD TUBOS	9,623 m (Zona convección) 11,150 m (Supercalentadores)	L
DIAMETRO TUBOS	54 mm	ø
ESPESOR TUBOS	4,7 mm	t
DISTANCIA ENTRE CENTROS DE TUBOS	102 cm	ST
DATOS OPERACIÓN CALDERA		
TEMPERATURA ENTRADA AGUA ALIM.	321,68 °C	Ts
PRESION ENTRADA AGUA ALIM.	90 kg/cm^2	Ps
TEMPERATURA SALIDA VAPOR	511,3 °C	Tv
PRESION SALIDA VAPOR	89,88 kg/cm^2	Pv
FLUJO DE AGUA DE ALIMENTACION	171,67 Ton/H (100% APERTURA)	mw
FLUJO DE VAPOR DE SALIDA	102,74 Ton/H	mv
TEMPERATURA ENTRADA GASES DE COMBUSTIÓN	970 °C	Thi
PRESION ENTRADA GASES DE COMB.	N/A	Phi
TEMPERATURA SALIDA GASES DE COMB.	529,4 °C	Tho
PRESION SALIDA GASES DE COMB.	N/A	Pho
CAPACITANCIA TERMICA GASES DE COMBUSTION	7922,75 W/K	Chg
CONSUMO DE COMBUSTIBLE	7,61 Ton/h	Cc

(Fuente: Propia)

Tabla 3.2. Datos de Operación Caldera Acuotubular de la Central Térmica Trinitaria.

CALDERA CENTRAL TERMICA TRINITARIA		
CARGA: 67 MW		
APARTADO	**DESCRIPCION**	**SIMBOLOGIA**
DIMENSIONES CALDERA		
TIPO	ACUOTUBULAR	-
AREA TUBOS ZONA CONVECCION	374,6 m^2	-
AREA TUBOS SUPERCALENTADORES	201,6 m^2	-
NUMERO DE TUBOS	100	N
LONGITUD TUBOS	11,1 m área de convección 10,9 m supercalentadores	L
DIAMETRO INTERNO TUBOS	44,2 mm	ø
ESPESOR TUBOS	5 mm	t
MATERIAL	-	
DATOS OPERACIÓN CALDERA		

TEMPERATURA ENTRADA AGUA ALIM.	225,9 °C	Ts
PRESION ENTRADA AGUA ALIM.	2549,7 kPa	Ps
TEMPERATURA SALIDA VAPOR	526,4 °C	Tv
PRESION SALIDA VAPOR	13964 kPa	Pv
FLUJO DE AGUA DE ALIMENTACION	209 Ton/H (100% APERTURA)	mw
FLUJO DE VAPOR DE SALIDA	397,96 Ton/H	mv
TEMPERATURA ENTRADA GASES DE COMB.	985 °C	Thi
PRESION ENTRADA GASES DE COMB.	N/A	Phi
TEMPERATURA SALIDA GASES DE COMB.	545 °C	Tho
PRESION SALIDA GASES DE COMB.	N/A	Pho
CAPACITANCIA TERMICA GASES DE COMBUSTION	8220,42 W/K	Chg

(Fuente: Propia)

Se reportan también los datos operacionales de los condensadores de un solo paso de las centrales visitadas en las tablas 3.3 y 3.4.

Tabla 3.3. Datos de Operación Condensador de un solo paso de la Central Térmica Gonzalo Zevallos.

CONDENSADOR CENTRAL TERMICA GONZALO ZEVALLOS	
TIPO	TUBOS Y CORAZA: HORIZONTAL UN PASO POR TUBOS UN PASO POR CORAZA
MATERIAL TUBERIAS	TITANIO
NUMERO DE TUBOS	6566 TUBOS
LONGITUD TUBOS	8,95 m
DIAMETRO INTERIOR TUBOS	24,4 mm
ESPESOR TUBOS	0,5 mm
DATOS OPERACIÓN CONDENSADOR	
CARGA: 26 MW	
TEMPERATURA ENTRADA VAPOR	44,3 °C
PRESION ENTRADA VAPOR	48,3 mmHg
TEMPERATURA SALIDA CONDENSADO	38,9 °C
PRESION SALIDA CONDENSADO	1,99 kg/cm^2
FLUJO DE VAPOR PRINCIPAL	102,74 Ton/H
pH	10,6
TEMPERATURA ENTRADA AGUA ENF.	27 °C

PRESION ENTRADA AGUA ENF.	0,97 atm
TEMPERATURA SALIDA AGUA ENF.	37,1 °C
PRESION SALIDA AGUA ENF.	0,97 atm
FLUJO DE AGUA DE ENFRIAMIENTO	82,25 Ton/H

(Fuente: Propia)

Tabla 3.4. Datos de Operación Condensador de un solo paso de la Central Térmica Trinitaria.

CONDENSADOR CENTRAL TERMICA TRINITARIA	
TIPO	TUBOS Y CORAZA: HORIZONTAL UN PASO POR TUBOS UN PASO POR CORAZA CF
MATERIAL TUBERIAS	TITANIO
NUMERO DE TUBOS	11475
LONGITUD TUBOS	6m
DIAMETRO INTERIOR TUBOS	37,1 mm
ESPESOR TUBOS	0,5 mm
DATOS OPERACIÓN CONDENSADOR	
CARGA: 67 MW	
TEMPERATURA ENTRADA VAPOR	35,5°C
PRESION ENTRADA VAPOR	5,63 kPa
TEMPERATURA SALIDA CONDENSADO	34,5 °C
PRESION SALIDA CONDENSADO	-
FLUJO DE VAPOR PRINCIPAL	56,85 Ton/H
pH	10
TEMPERATURA ENTRADA AGUA ENF.	27,6 °C
PRESION ENTRADA AGUA ENF.	0,97 atm
TEMPERATURA SALIDA AGUA ENF.	31,8 °C
PRESION SALIDA AGUA ENF.	4,4 kPa
FLUJO DE AGUA DE ENFRIAMIENTO	209 Ton/H

(Fuente: Propia)

3.2 Validación de los modelos matemáticos propuestos

3.2.1 Validación del modelo de transferencia de calor de la caldera acuotubular

Para realizar el proceso de validación de este modelo, se utiliza el método Efectividad-NTU planteado por la Ref. [19], a continuación, se realiza un ejemplo de cálculo de la temperatura de los gases de combustión a la salida de la zona de convección de la caldera:

Se calcula el área de transferencia de calor de la zona de convección de la caldera, en el lado de los gases de combustión utilizando la ecuación (6):

$$A = 82 * \pi(0{,}0634)(20{,}41) = 333{,}35m^2$$

Se calcula la diferencia de temperatura media logarítmica del intercambiador con la ecuación (14):

$$\Delta T_{ml} = \frac{(970 - 321{,}68) - (529{,}4 - 321{,}68)}{ln\left(\frac{970 - 321{,}68}{529{,}4 - 321{,}68}\right)}$$

$$\Delta T_{ml} = \ 387{,}1°C$$

Después se calcula el coeficiente de transferencia de calor del lado de los gases de combustión en la zona de convección a través de la ecuación (16):

$$\bar{h} = \frac{(7922{,}75)(970 - 529{,}4)}{333{,}35 * (387{,}1)}$$

$$\bar{h} = 27{,}06\ \frac{W}{m^2K}$$

Posteriormente, se obtiene la temperatura de salida de los gases de combustión de la zona de convección de la caldera, introduciendo los valores del área y del coeficiente de transferencia de calor del lado de los gases en esta zona en la ecuación (12):

$$T_h(x = 9{,}623m) = 321{,}68 + (970 - 321{,}68) * exp\left(-\frac{27{,}06\pi(0{,}0634)(82)}{7922{,}75}(9{,}623)\right)$$

$$T_h(x = 9{,}623m) = 700{,}7\ °C$$

Para validar estos resultados, se calcula la temperatura de salida de los gases de combustión a través del método Efectividad-NTU detallado anteriormente:

Para un intercambiador de calor con un fluido en cambio de fase (Cr = 0) se tiene el modelo matemático ε-NTU siguiente, de acuerdo con la Ref. [19]:

$$\varepsilon = 1 - e^{-NTU} \qquad (65)$$

Para lo cual se tiene que calcular a través de la ecuación (27), el calor que requiere el cambio de fase del agua saturada a vapor saturado:

$$q_c = \dot{m}_w * h_{fg}$$

$$q_c = 4{,}24\left[\frac{kg}{s}\right] * 2386\left[\frac{KJ}{kg * K}\right]$$

$$q_c = 10{,}12 * 10^6\ [W]$$

Se iguala la ecuación (27) a la ecuación (3) de almacenamiento de energía para los gases de combustión y se despeja el caudal de los gases de combustión que requiere la zona de convección, como se observa en la ecuación (66):

$$q_c = \dot{m}_g * Cp_g * (T_{hi} - T_{ho})$$

$$\dot{m}_g = \frac{q_c}{Cp_g * (T_{hi} - T_{ho})} \tag{66}$$

$$\dot{m}_g = \frac{10{,}12 * 10^6\ [W]}{1150\left[\frac{J}{kg * K}\right] * (970 - 529{,}4)[K]}$$

$$\dot{m}_g = 19{,}97\left[\frac{kg}{s}\right]$$

Se obtiene la capacitancia térmica mínima C_{min} del intercambiador de calor con la ecuación (67):

$$C_{min} = \dot{m}_g * Cp_g \tag{67}$$

$$C_{min} = 19{,}97\left[\frac{kg}{s}\right] * 1150\left[\frac{J}{kg * K}\right]$$

$$C_{min} = 22965{,}5\left[\frac{W}{K}\right]$$

Se calcula la efectividad ε del intercambiador con la ecuación (18):

$$\varepsilon = \frac{10{,}12 * 10^6}{22965{,}5 * (970 - 321{,}68)}$$

$$\varepsilon = 0{,}68$$

Se obtiene el número de unidades de transferencia NTU con la ecuación (68) que indica la Ref. [19] para un intercambiador de calor con un fluido en cambio de fase:

$$NTU = -\ln(1 - \varepsilon) \tag{68}$$

$$NTU = -\ln(1 - 0{,}68)$$

$$NTU = 1{,}14$$

Se calcula el coeficiente global de transferencia de calor del intercambiador de calor, despejando U de la ecuación (21):

$$U = \frac{C_{min} * NTU}{A}$$

$$U = \frac{1{,}14 * 22965{,}5\left[\frac{W}{K}\right]}{333{,}35[m^2]}$$

$$U = 78{,}54\left[\frac{W}{m^2 * K}\right]$$

Finalmente se introduce el valor de U junto al flujo másico de los gases de combustión $\dot{m}_g$ y el calor específico de los gases de combustión Cp_g en la ecuación (12), para obtener la temperatura de los mismos a la salida de la zona de convección:

$$T_h(x = 9{,}623m) = 321{,}68 + (970 - 321{,}68) * exp\left(-\frac{78{,}54\pi(0{,}0634)(82)}{22965{,}5}(9{,}623)\right)$$

$$T_h(x = 9{,}623m) = 700{,}43°C$$

Por último, se calcula el error que existe entre los resultados de ambos métodos, con la ecuación (69):

$$Error = \left|\frac{T_{teórica} - T_{práctica}}{T_{teórica}}\right| * 100\% \quad (69)$$

$$Error = \left|\frac{700{,}43 - 700{,}7}{700{,}43}\right| * 100\%$$

$$Error = 0{,}038\% < 10\%$$

Por lo tanto, el modelo propuesto para la caldera es válido.

3.2.2 Validación del modelo matemático del condensador de un solo paso

Para realizar el proceso de validación de este modelo, se utiliza el método Efectividad-NTU al igual que con el modelo de la caldera acuotubular. El ejemplo de cálculo se encuentra realizado en el Anexo X.

Se calcula el error que existe entre los resultados de ambos métodos con la ecuación (61):

$$Error = \left|\frac{T_{teórica} - T_{práctica}}{T_{teórica}}\right| * 100\%$$

$$Error = \left|\frac{37{,}03 - 37}{37{,}03}\right| * 100\%$$

$$Error = 0{,}08\% < 10\%$$

Por lo tanto, el modelo propuesto para el condensador, también es válido.

3.3 Simulación con Matlab

Una vez que los modelos matemáticos propuestos han sido validados, se realiza el proceso de simulación en Matlab para poder apreciar de mejor manera el comportamiento de los equipos más críticos, como son la caldera y el condensador de cada una de las centrales visitadas.

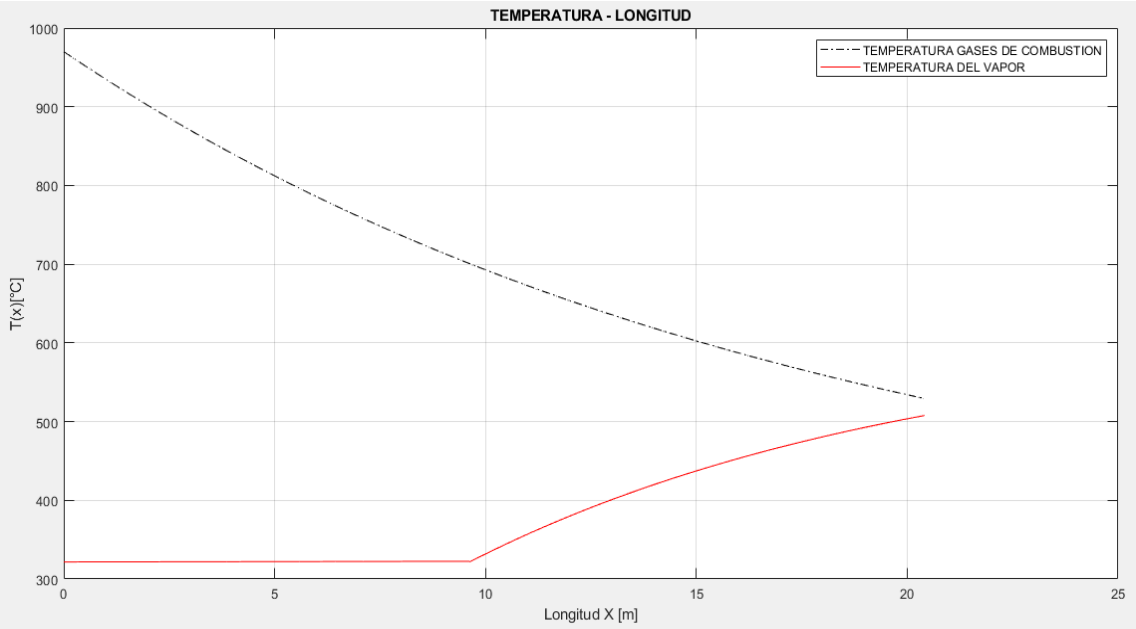

Figura 3.1. Temperatura del agua de circulación y de los gases de combustión vs Longitud de los tubos de la caldera de CTGZ.

(Fuente: Propia)

Al ingresar la ecuación (12) en Matlab junto con los datos de operación de las tablas 3.1 y 3.4 se obtienen las curvas de la figura 3.1 que describen el comportamiento tanto del agua de circulación y los gases de combustión que interactúan en un proceso de transferencia de calor por convección dentro de las calderas de tipo acuotubular de CTGZ.

De igual forma, al ingresar la ecuación (27) en Matlab junto con los datos de operación de la tabla 3.3 y 3.7 se obtienen las curvas de la figura 3.2 que describen el comportamiento tanto del agua de enfriamiento como del vapor en condensación que interactúan en un proceso de transferencia de calor por convección dentro del condensador de un solo paso de CTGZ.

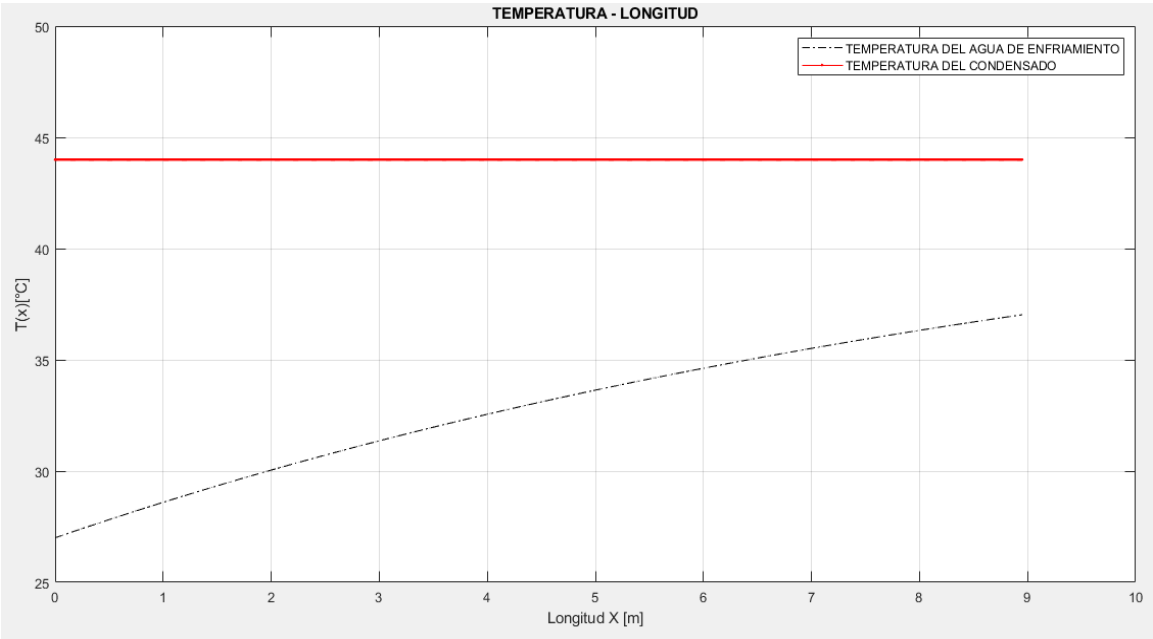

Figura 3.2. Temperatura del agua de enfriamiento y del vapor en condensación vs Longitud de los tubos del condensador de un solo paso de CTGZ.

(Fuente: Propia)

Las gráficas resultantes de la simulación del comportamiento temperatura-longitud para la caldera y el condensador de CTT se encuentran en el Anexo XI.

3.4 Interpolación lineal de datos históricos

A continuación, se realiza un ejemplo de cálculo de la temperatura del agua de enfriamiento a la salida del condensador de un solo paso de CTGZ y su respectiva huella hídrica gris, utilizando los datos históricos de energía bruta mensual producida y consumo mensual de combustible correspondientes al mes típico de diciembre.

3.4.1 Interpolación lineal con los datos históricos de energía bruta producida de CTGZ

Inicialmente, se obtiene la temperatura del vapor a la salida de la turbina T_{hi}, reemplazando los datos del mes promedio de diciembre del Anexo XIII en la ecuación (25):

$$T_{hi}[°C] = 1{,}704 * (54{,}418)[°C]$$

$$T_{hi} = 92{,}7\ [°C]$$

Luego se calcula el flujo másico de vapor hacia el condensador $\dot{m}_v$, reemplazando los datos del mes promedio de diciembre de 2020 del Anexo XIII en la ecuación (26):

$$\dot{m}_v \left[\frac{kg}{s}\right] = 0{,}1831 * (54{,}418) \left[\frac{kg}{s}\right]$$

$$\dot{m}_v = 9{,}96 \left[\frac{kg}{s}\right]$$

Después, se obtiene la cantidad de calor máxima que se requiere para condensar la totalidad del vapor que ingresa al condensador, reemplazando los datos del mes promedio de diciembre del Anexo XIII y el valor promedio de entalpia de vaporización del Anexo V correspondiente a este mes, en la ecuación (28):

$$q_{máx} = 0{,}1831 * (54{,}418) * (2284)$$

$$q_{máx} = 22757762{,}26\ [W]$$

Se consigue luego el flujo másico de agua de enfriamiento necesario para condensar el vapor en el interior del condensador a través de la ecuación (29):

$$\dot{m}_w \left[\frac{kg}{s}\right] = 10{,}504 * (54{,}418) \left[\frac{kg}{s}\right]$$

$$\dot{m}_w = 571{,}61 \left[\frac{kg}{s}\right]$$

Se calcula la capacitancia térmica del agua de enfriamiento dentro del condensador con la ecuación (30):

$$C_{min} \left[\frac{W}{K}\right] = 4178 * 10{,}504 * P \left[\frac{W}{K}\right]$$

$$C_{min} \left[\frac{W}{K}\right] = 4178 * 10{,}504 * (54{,}418) \left[\frac{W}{K}\right]$$

$$C_{min} = 2388186{,}62 \left[\frac{W}{K}\right]$$

Posteriormente, con la ecuación (32), se obtiene la efectividad del intercambiador de calor, reemplazando en T_{ci}, los valores reportados para el mes típico de diciembre del Anexo II de temperaturas de la cuenca hídrica del Guayas:

$$\varepsilon = \frac{0{,}1831 * (2284 * 10^3)}{74781{,}25(54{,}418) - 43885{,}71 * (24{,}3)}$$

$$\varepsilon = 0{,}1407$$

Se reemplazan los valores obtenidos en la ecuación (33), la cual describe la temperatura del agua de enfriamiento a la salida del condensador de un solo paso de CTGZ.

$$T_{co} = \varepsilon * (T_{hi} - T_{ci}) + T_{ci}$$

$$T_{co} = (0{,}1407) * (92{,}7 - 24{,}3) + 24{,}3$$

$$T_{co} = 33{,}93[°C]$$

Las cantidades obtenidas para la temperatura del agua de enfriamiento a la salida de los condensadores en función de la energía bruta producida y del consumo de combustible mensual históricos se encuentran tabuladas en el Anexo X.

3.5 Balance Global de Energía

A continuación, se realiza un ejemplo de cálculo de la temperatura a la salida del condensador de CTGZ para el mes promedio de diciembre utilizando el balance global de energía, para lo cual, se reemplazan los valores reportados para el mes promedio de diciembre del Anexo XIII en la ecuación (63), transformando las unidades de W a MWh:

$$T_{co} = \frac{(E_{in} - P)[W * mes]\left[\frac{1MW}{10^6 W}\right] * \left[\frac{31\ días}{1\ mes}\right] * \left[\frac{24\ horas}{1\ día}\right]}{\dot{m}_w Cp_w \left[\frac{W * mes}{°C}\right]\left[\frac{1MW}{10^6 W}\right] * \left[\frac{31\ días}{1\ mes}\right] * \left[\frac{24\ horas}{1\ día}\right]} + T_{ci}[°C]$$

$$T_{co} = \frac{(65714{,}88 - 40487{,}23)[MWh]}{1776{,}81\left[\frac{MWh}{°C}\right]} + 24{,}3[°C]$$

$$T_{co} = 38{,}6[°C]$$

3.6. Huella hídrica gris de acuerdo a los tres escenarios planteados

Se calcula la huella hídrica gris de la central relacionada a su sistema de enfriamiento reemplazando los valores de temperatura y caudal de agua de enfriamiento calculados anteriormente, en la ecuación (64), considerando que el valor máximo admisible de T_{max} de acuerdo con la Ref. [9] no puede ser mayor a 35°C:

3.6.1 Huella hídrica gris de CTGZ de acuerdo a la demanda de producción energética histórica.

$$WF_{gris[x,t]} = \frac{(33{,}93 - 24{,}3)[x,t]}{(35 - 24{,}3)[x,t]} * 571{,}61\left[\frac{kg}{s}\right] * \frac{1[m^3]}{997[kg]}$$

$$WF_{gris[x,t]} = 0{,}52\left[\frac{m^3}{s}\right]$$

3.6.2 Huella hídrica gris de CTGZ de acuerdo al consumo de combustible histórico.

$$WF_{gris[x,t]} = \frac{(34{,}07 - 24{,}3)[x,t]}{(35 - 24{,}3)[x,t]} * 541{,}33 \left[\frac{kg}{s}\right] * \frac{1[m^3]}{997[kg]}$$

$$WF_{gris[x,t]} = 0{,}5 \left[\frac{m^3}{s}\right]$$

3.6.3 Huella hídrica gris de CTGZ de acuerdo al balance global de energía

$$WF_{gris[x,t]} = \frac{(38{,}6 - 24{,}3)[x,t]}{(35 - 24{,}3)[x,t]} * 541{,}33 \left[\frac{kg}{s}\right] * \frac{1[m^3]}{997[kg]}$$

$$WF_{gris[x,t]} = 0{,}72 \left[\frac{m^3}{s}\right]$$

Las huellas hídricas grises calculadas para las dos centrales de estudio se encuentran tabuladas en el Anexo IX.

3.7 Huella hídrica gris relacionada a los sistemas de enfriamiento de las centrales térmicas visitadas

Para la obtención de estas variables se realiza el cálculo de la temperatura del agua de enfriamiento promedio a la salida de los condensadores y los flujos volumétricos promedio que se descargan hacia el estero salado, en el caso de CTGZ y hacia el estero de las tres bocas, en el caso de CTT. Estas cantidades son obtenidas en unidades de metros cúbicos por segundo (m^3/s), Para una mejor comprensión de este indicador, se ha convertido estas cantidades a unidades de metros cúbicos por kilovatio producido (m^3/kW), de manera que el indicador haga referencia al volumen o cantidad de agua necesaria para producir una unidad de potencia eléctrica.

3.7.1 Huella hídrica gris del sistema de enfriamiento de la Central Térmica Gonzalo Zevallos (CTGZ)

En las tablas del Anexo IX y la figura 3.3 se tiene las huellas hídricas grises calculadas con relación a la demanda energética promedio mensual, al consumo de combustible y al balance energético global de CTGZ.

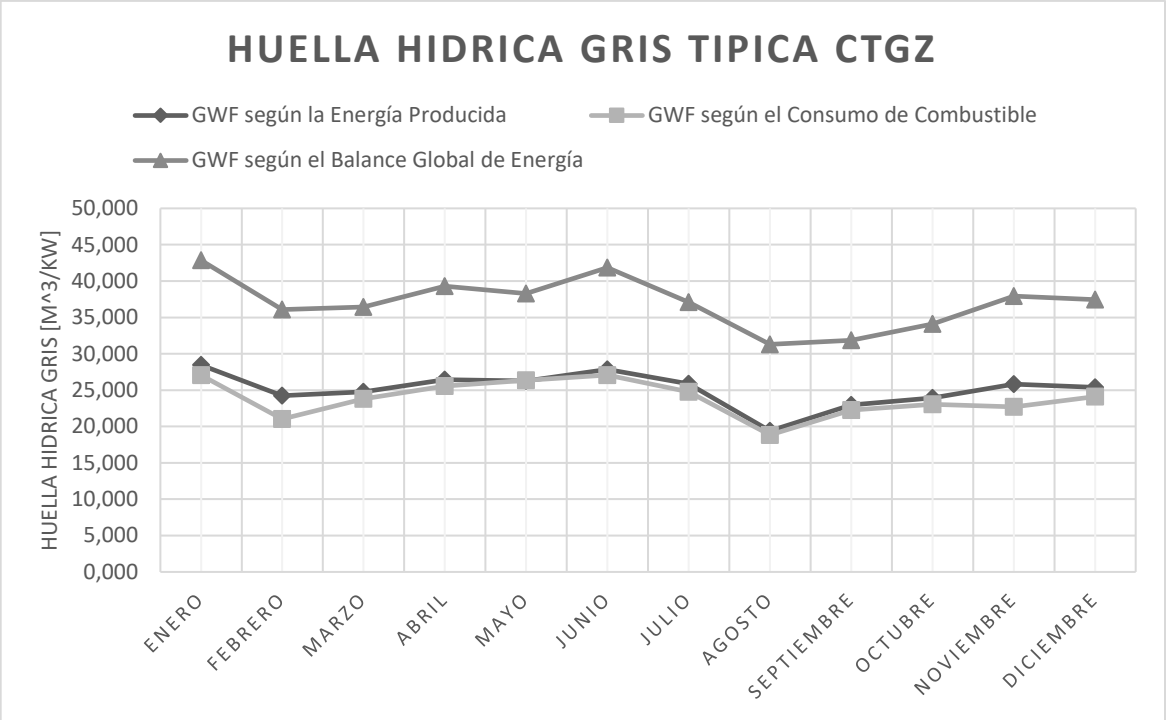

Figura 3.3. Huella hídrica gris típica relacionada al sistema de enfriamiento de CTGZ.

(Fuente: Propia)

En los tres casos, la gráfica indica un valle muy notorio para los meses de agosto y septiembre, lo cual es justificable puesto que, de acuerdo a la Ref. [1], la dinámica de las centrales eléctricas en el mix energético ecuatoriano se ve afectada por la distribución temporal de la disponibilidad de agua, es decir, cuando no hay suficiente agua disponible en la cuenca del Pacífico, más específicamente en la cuenca del Guayas, las centrales hidroeléctricas de la cuenca del Amazonas respaldan parte de la producción reducida de las centrales mencionadas, algo que se ve reflejado en los datos históricos, pues, durante los meses de agosto y septiembre, la central no registra grandes cantidades de producción energética y es por esto que el consumo de agua durante estos meses es relativamente bajo. La relación lineal creciente entre la diferencia de temperaturas del estero y el agua de la descarga, y la huella hídrica gris se observa en la figura 3.4.

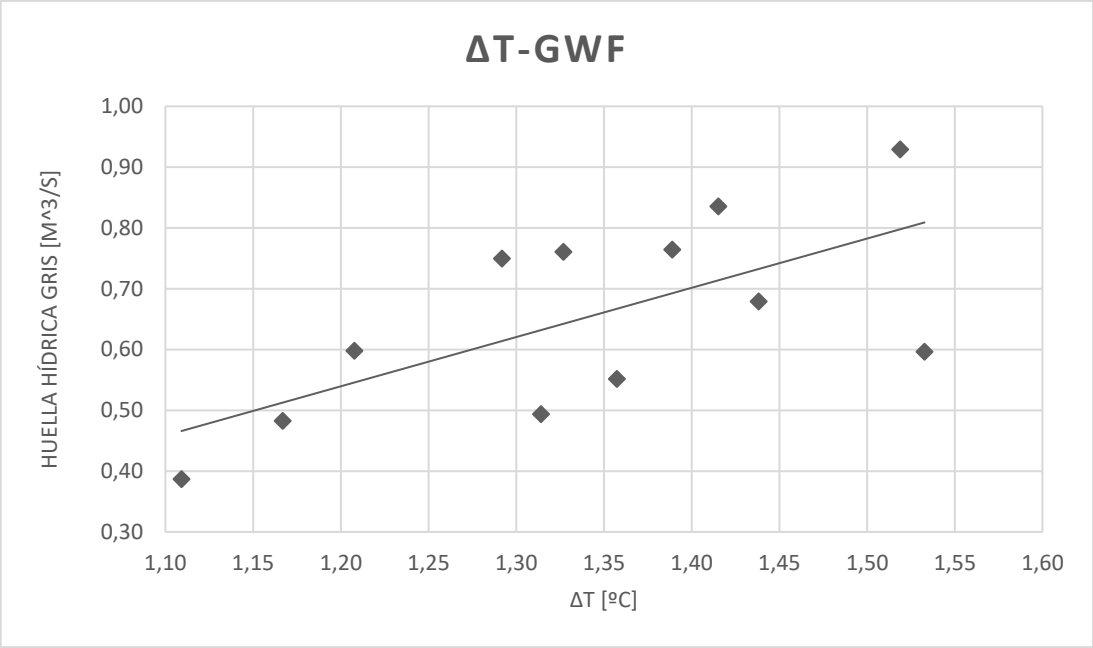

Figura 3.4. Relación de la huella hídrica gris típica mensual frente a la diferencia entre la temperatura natural del cuerpo de agua y el límite permitido de acuerdo a la norma ambiental de CTGZ.

(Fuente: Propia)

De igual manera se observa que el pico más grande en cuanto al consumo de agua por unidad de potencia producida en los tres casos, corresponde al mes típico de enero, lo cual tiene que ver con la producción energética de las centrales hidroeléctricas, donde el principal impulsor de la dinámica del mix es la disponibilidad de agua en la cuenca del Amazonas. De acuerdo con la Ref. [1] hay menos agua disponible durante el primer período trimestral del año en la cuenca del Amazonas y, por tanto, los productores de centrales termoeléctricas y biomasa se hacen cargo de cubrir parte de la demanda energética de este sector. La relación linealmente creciente entre la producción eléctrica y la huella hídrica gris se observa en la figura 3.5.

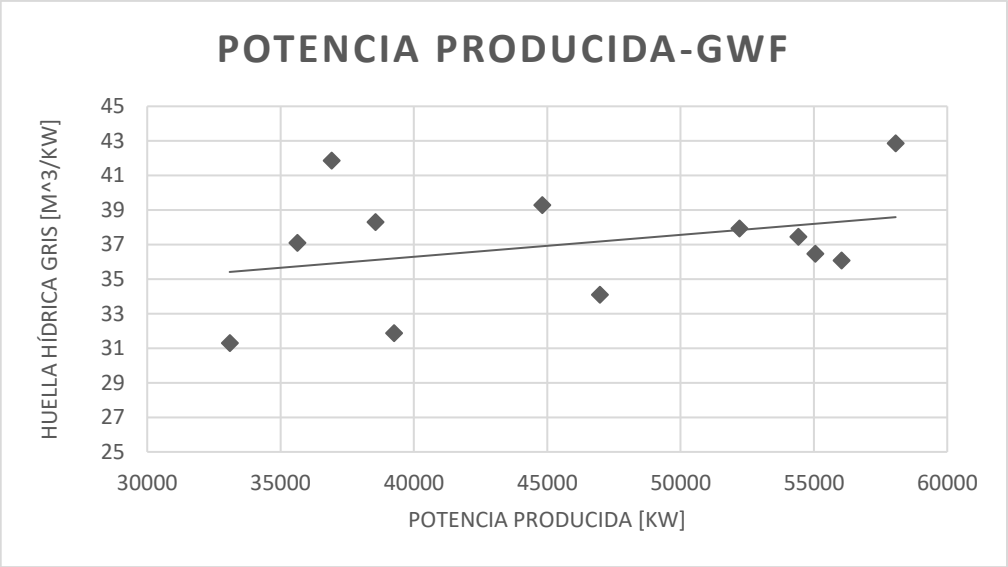

Figura 3.5. Relación de la huella hídrica gris típica mensual frente a la demanda de producción energética de CTGZ.

(Fuente: Propia)

3.7.2 Huella hídrica gris del sistema de enfriamiento de la Central Térmica Trinitaria

En las tablas del anexo IX y la figura 3.6 se tienen las huellas hídricas grises calculadas con relación a la demanda energética mensual, el consumo de combustible y el balance global de energía de la central térmica Trinitaria.

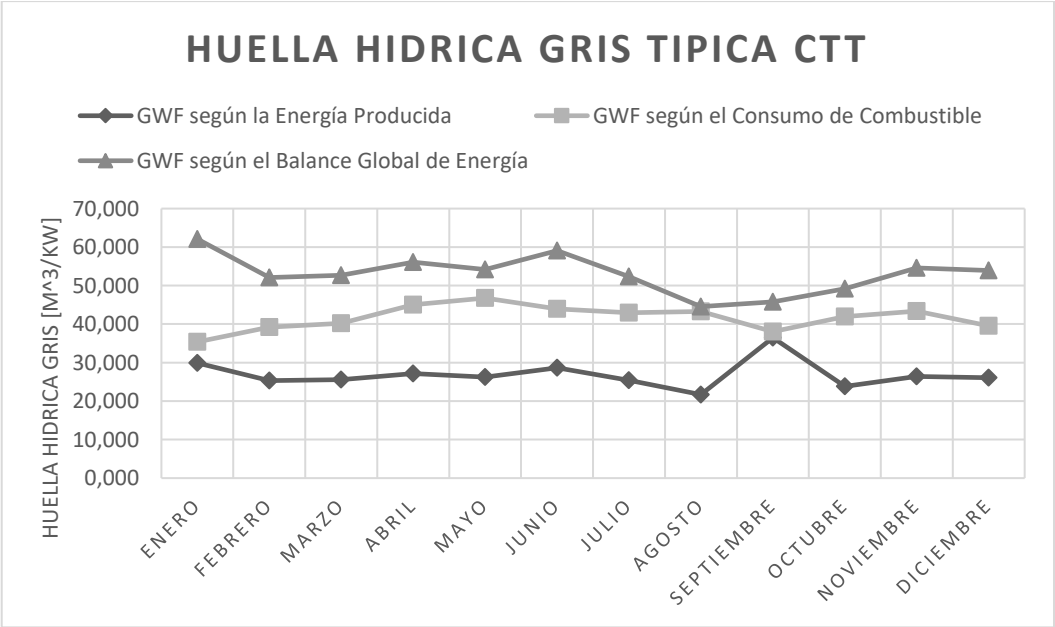

Figura 3.6. Huella hídrica gris típica mensual de acuerdo a la demanda de producción energética.

(Fuente: Propia)

En este caso, la gráfica indica tres curvas muy diferentes entre sí, por lo cual se ha analizado las tablas de temperaturas a la salida del condensador y se han comparado estos valores con el promedio real reportado por los operadores de la planta, de modo que la curva obtenida por el balance global de energía presenta las temperaturas más cercanas a las reales.

Así, considerando para este caso a la curva del balance de energía como la única válida, se observa un valle muy notorio para el mes de agosto, lo cual es justificable puesto que, de acuerdo a los datos históricos, durante los meses de agosto la central no ha recibido grandes demandas en cuanto a la producción energética por parte del CENACE, es por esto que el consumo de agua durante el mes típico de agosto, es relativamente bajo y al igual que en el caso de CTGZ, durante estos periodos, se justifica que las centrales de la cuenca del Amazonas asumen mayor parte de la demanda energética nacional.

Por otro lado, se observa que la diferencia entre la temperatura natural del cuerpo de agua y el límite permitido de acuerdo a la norma ambiental es más amplio en este caso, puesto que durante el mes de agosto las temperaturas típicas son las más bajas para esta cuenca hídrica, por tanto y como se observa en la figura 3.7, la relación de estas dos variables tiene una tendencia lineal creciente, es decir que, a mayor diferencia de temperaturas, mayor será la huella hídrica gris producida.

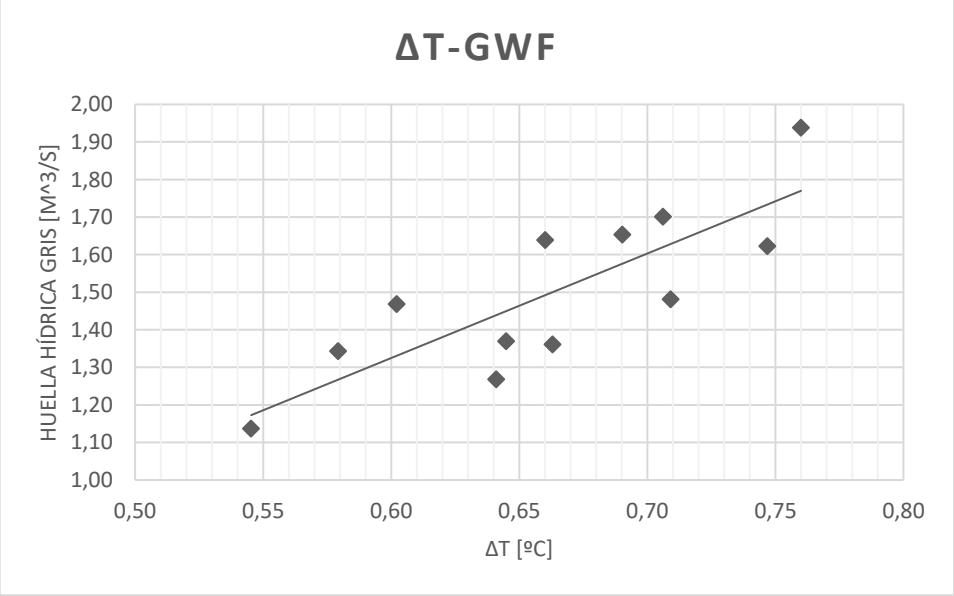

Figura 3.7. Relación de la huella hídrica gris típica mensual frente a la diferencia entre la temperatura natural del cuerpo de agua y el límite permitido de acuerdo a la norma ambiental de CTT.

(Fuente: Propia)

Así también, se observa que el pico más grande en cuanto al consumo de agua por unidad de potencia producida, corresponde al mes típico de enero, lo cual se debe en gran medida a la gran demanda de producción de energía por parte del CENACE para este periodo, pues la huella hídrica gris puede verse incrementada cuando existe una mayor demanda de producción energética, pues supone temperaturas más elevadas tanto dentro del generador de vapor como de los condensadores. La figura 3.8 muestra la relación entre la producción energética y la huella hídrica gris:

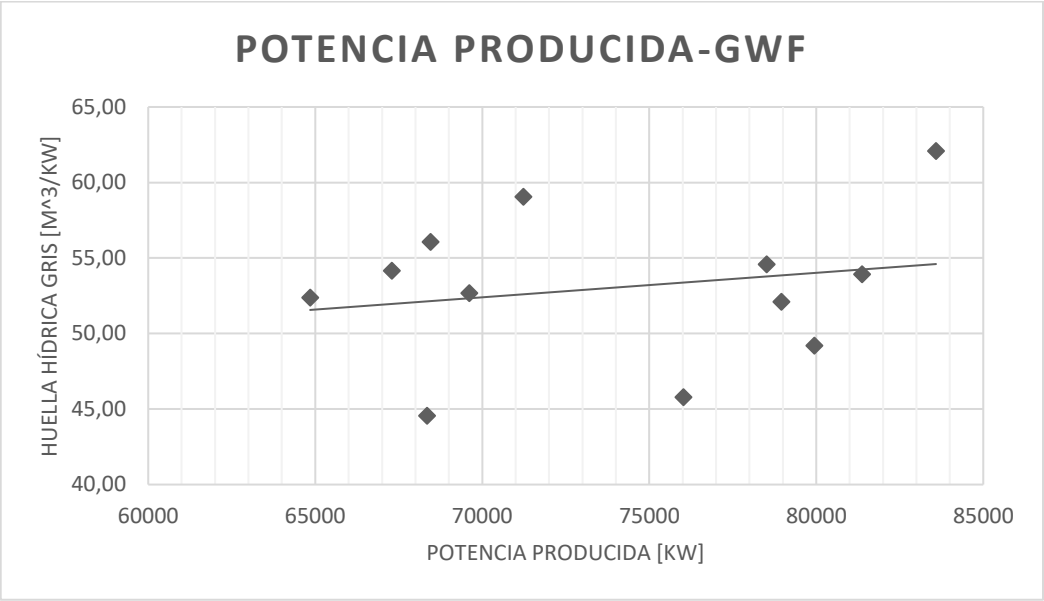

Figura 3.8. Relación de la huella hídrica gris típica mensual frente a la demanda de producción energética de CTT.

(Fuente: Propia)

Por tanto, como se observa en la figura 3.8, la relación de estas dos variables también tiene una tendencia lineal creciente, es decir que, a mayor demanda de producción de energía, mayor será la huella hídrica gris y se justifica que exista una alta demanda de generación pues tal como indica la Ref. [1] durante el primer trimestre del año, las centrales energéticas de la cuenca del Pacífico asumen gran parte de la producción de electricidad durante estos periodos.

3.8 Comparación de huellas hídricas

Para dimensionar el consumo de agua por parte de las centrales térmicas ecuatorianas, se comparan las huellas hídricas grises obtenidas en este estudio con aquellas reportadas por la Ref. [21] para las centrales térmicas estadounidenses.

Además, se estudian las huellas hídricas azules obtenidas por la Ref. [1] para las centrales térmicas ecuatorianas, las cuales se comparan también con aquellas calculadas en esta investigación con el objetivo de relacionar los dos tipos de huellas hídricas.

3.8.1 Comparación de la huella hídrica gris calculada con aquellas producidas en las centrales térmicas de los Estados Unidos.

De acuerdo con los resultados reportados por la Ref. [21], para los años 2010, 2013 y 2016 se tiene que en la zona del Lago Michigan opera la central térmica de St. Clair, la cual utiliza carbón y destilado de petróleo (figura 3.9) y cuya huella hídrica gris en el cuerpo de agua excede los 14 km^3 anuales, de acuerdo con la Ref. [21].

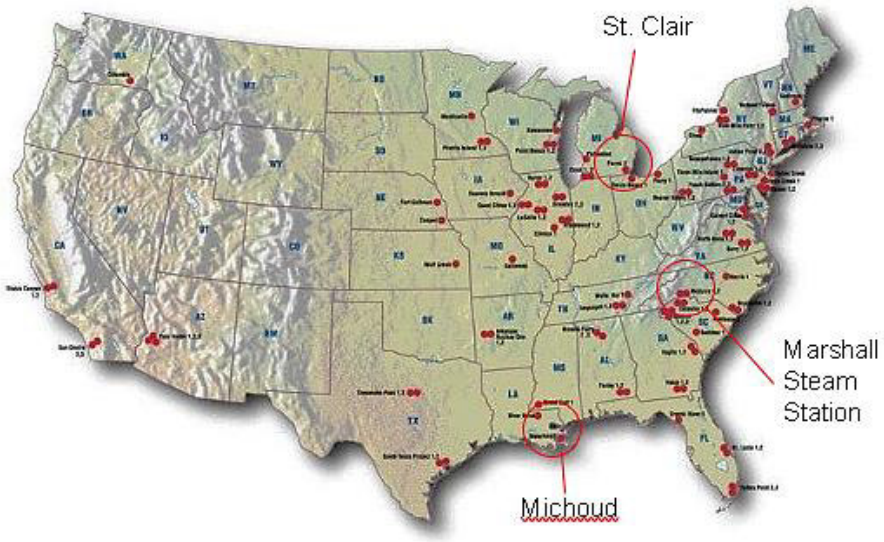

Figura 3.9. Mapa de ubicación de las centrales termoeléctricas en el territorio de Estados Unidos. (Fuente: [22])

También en la ciudad de Charlotte, Carolina del Norte, se reporta un valor de huella hídrica gris para la central térmica de Marshall Steam Station, que utiliza carbón y cuya huella hídrica gris excede los 14 km^3 anuales, según reporta la Ref. [21].

Otros valores críticos reportados por la Ref. [21] son en la ciudad de Nueva Orleans, Louisiana, donde opera la central térmica de Michoud, la cual funciona con carbón y gas natural y ha producido una huella hídrica gris de 9 km^3 anuales, aproximadamente.

La comparación de la huella hídrica gris anual producida por las centrales térmicas estadounidenses y ecuatorianas se detalla en la tabla 3.5.

Tabla 3.5. Comparación de la huella hídrica gris producida por las centrales térmicas ecuatorianas y estadounidenses.

Centrales térmicas EEUU			**Centrales térmicas Ecuador**	
Central	**Tipo y Combustible**	**Huella Hídrica Gris Anual[1] [m^3/kW]**	**Central**	**Huella Hídrica Gris Anual [m^3/kW]**
St. Clair Michigan (1928 MW)	Térmica Carbón y Destilado de Petróleo	>7261,4	Gonzalo Zevallos TV-3 (73 MW)	444,5
Marshall Steam Station Charlotte (1996 MW)	Térmica Carbón	>7014		
Michoud New Orleans (959 MW)	Térmica Carbón y Gas Natural	>9385	Trinitaria (125 MW)	636,6

1. Los datos de Huella Hídrica Gris de EEUU han sido extraídos de la Ref. [21]
(Fuente: Propia)

Como se observa en la tabla 3.5, la huella hídrica gris producida por las centrales térmicas de estados unidos es de entre 14 y 20 veces mayor a la huella hídrica producida por las tecnologías de generación a vapor ecuatorianas, esto se debe, por un lado, a la diferencia en las capacidades de producción que tienen las plantas estadounidenses con relación a las plantas ecuatorianas, pues como se menciona en el apartado 3.7, a mayor generación eléctrica, se produce una mayor huella hídrica gris.

Y por otro lado, de acuerdo con la Ref. [23], las centrales americanas seleccionadas para esta comparación, tienen entre 30 y 40 años de operación, un tiempo de trabajo muy similar al de las plantas ecuatorianas, por lo tanto, se puede discernir que las plantas americanas operan dentro de estaciones climáticas, donde, de acuerdo a la Ref. [24] se alcanzan temperaturas de hasta 38°C durante el verano, llevándolos a utilizar mayores cantidades de agua para sus sistemas de enfriamiento, contrario a los casos de estudio dentro de

Ecuador, donde las temperaturas máximas alcanzadas de acuerdo con la Ref. [18] son de un máximo de 25,7°C en la cuenca hidrológica del Guayas, zona costera.

3.8.2 Comparaciones entre la huella hídrica gris y la huella hídrica azul.

Los resultados encontrados en la Ref. [1] reportan volúmenes de agua consumida a partir del año 2008 hasta el 2017 para la unidad de vapor TV-3 de la Central Térmica Gonzalo Zevallos, estas cantidades representan la huella hídrica azul anual de la central, las cuales se comparan con los valores de huella hídrica gris calculadas en este trabajo en la tabla 3.6.

Tabla 3.6. Comparación de la huella hídrica azul y la huella hídrica gris producida por la Central Térmica Gonzalo Zevallos.

CENTRAL TÉRMICA GONZALO ZEVALLOS		
Año	**Huella Hídrica Azul [1] [10^3 m^3]**	**Huella Hídrica Gris [10^3 m^3]**
2008	20,3	20052
2009	27,1	19630,7
2010	28,7	19490,3
2011	24,1	19771,1
2012	20,1	20192,4
2013	23,1	19630,7
2014	25,5	19630,7
2015	22,4	19771,1
2016	19,1	20052
2017	16,9	20613,7

1. Los datos de Huella Hídrica Azul han sido extraídos de la Ref. [1]
(Fuente: Propia)

Se observa en la tabla 3.6 que la huella hídrica gris es entre 700 y 1200 veces el valor de la huella hídrica azul, lo cual significa que, durante estos diez años de operación, la planta ha contaminado térmicamente entre 700 y 1200 veces la cantidad de agua que estaba disponible para su uso, esto considerando que, dentro del concepto de la huella hídrica gris, esta cantidad es mayor o menor dependiendo de la demanda de producción energética como se observó en el apartado 3.7.1. Además, se debe tomar en cuenta que los cambios muy grandes en la temperatura de los cuerpos de agua donde se descargan los flujos de agua de enfriamiento de la planta, significan también una huella hídrica gris mayor, y que pueden alterar la actividad biológica de los seres vivos que habitan en estas zonas marinas.

4. POSIBLES IMPACTOS AMBIENTALES DEBIDO A LA HUELLA HÍDRICA DE LAS PLANTAS TÉRMICAS ESTUDIADAS.

A partir de la huella hídrica gris calculada, en el presente capítulo se analizan las posibles implicaciones ambientales que puedan generar las descargas de los flujos de agua de enfriamiento de las centrales térmicas estudiadas en la vida marina de los esteros. Se ha investigado también acerca de los organismos que habitan en los alrededores de estos cuerpos de agua, y como sus procesos biológicos podrían verse afectados con los cambios de temperatura que suponen estas descargas de agua.

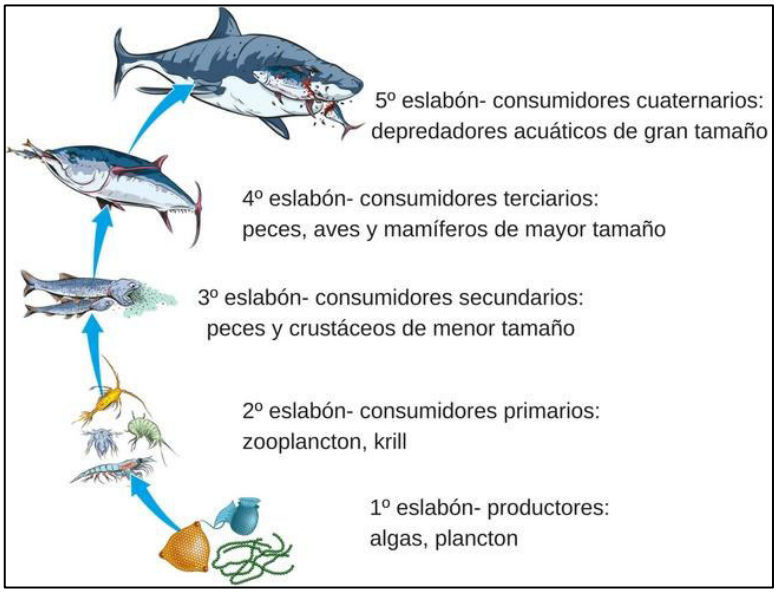

Figura 4.1. Cadena trófica marina.

(Fuente: [25])

Se analiza también la posibilidad de una afectación a la cadena trófica o cadena alimenticia de la fauna en los esteros donde se descargan los flujos de agua de enfriamiento. Esta afectación podría ocurrir en los niveles tróficos primarios y secundarios de la cadena, pues, debido a los incrementos de temperatura parte del fitoplancton que se observa en el primer nivel de la figura 4.1, sería menos capaz de generar su propio alimento, disminuyendo su población paulatinamente y dejando sin sustento a los siguientes niveles de la cadena.

4.1 Tipo de fauna y flora del lugar

De acuerdo con estudios realizados por [26] hasta el mes de enero del 2014, en la zona marítima y estuaria del golfo de Guayaquil ha existido una gran población en cuanto a especies de nivel primario de la cadena trófica, como son algunos tipos de algas, fitoplancton marino, diatomeas, silicoflagelados y dinoflagelados de la figura 4.2; asimismo, se cuenta con una amplia gama de organismos de nivel secundario que van desde

protozoarios microscópicos hasta organismos más evolucionados como son peces o crustáceos en sus primeros estadios, larvarios o de huevo que forman parte del llamado zooplancton como son los foraminíferos planctónicos, entre otros.

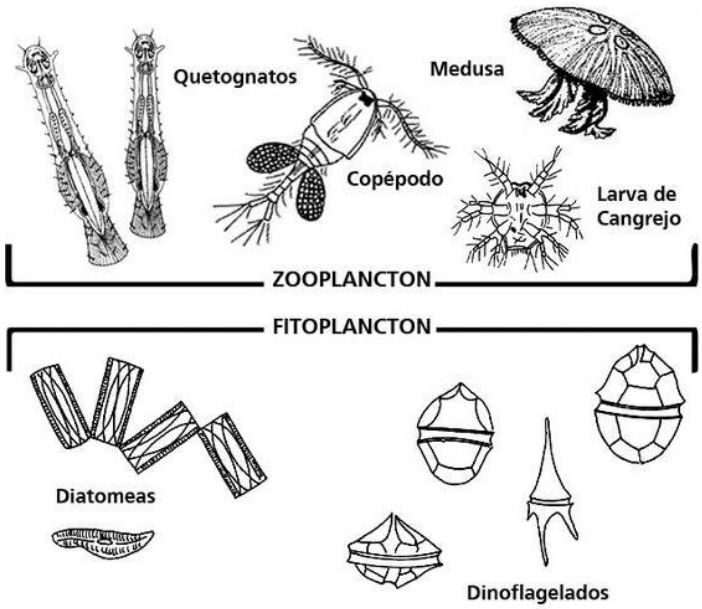

Figura 4.2. Globigerinita Bradyi presente en los esteros cercanos al golfo de Guayaquil.
(Fuente: [27])

De acuerdo con [28], se encontró que existen grupos de peces y larvas de clupeidos y engraúlidos en el golfo de Guayaquil, el número aproximado de estas especies varía de acuerdo a la época del año, las corrientes marítimas, del Niño y de Humboldt, factores físicos y químicos, enfermedades y depredación.

También, de acuerdo a [29], el zooplancton de la región del golfo de Guayaquil, corresponde en gran parte a las especies de foraminíferos planctónicos Globigerinita Bradyi (figura 4.3) y Globigerina Bulloides (figura 4.4), las cuales, en su gran mayoría viven en simbiosis con algunos tipos de algas, dinoflagelados y crisofitas.

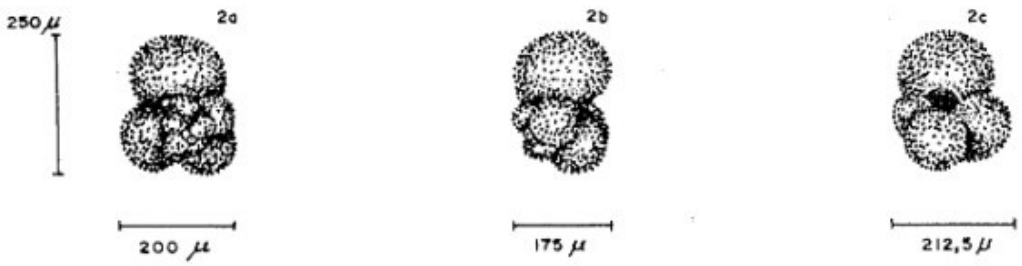

Figura 4.3. Globigerinita Bradyi presente en los esteros cercanos al golfo de Guayaquil.
(Fuente: [29])

De acuerdo con la Ref. [29], de manera general, los foraminíferos planctónicos suelen vivir en medios marinos de salinidad normal, no suelen resistir aguas hipersalinas de zonas costeras con altos niveles de turbidez, ni aguas dulces de ríos o lagos. Componen en gran medida la población de plancton marino, siendo casi el 10% del zooplancton existente, aunque en ciertas áreas pueden llegar a constituir más del 60%. En aguas ecuatoriales, se produce una mayor propagación de foraminíferos planctónicos durante la época invernal, debido a las bajas temperaturas de las cuencas.

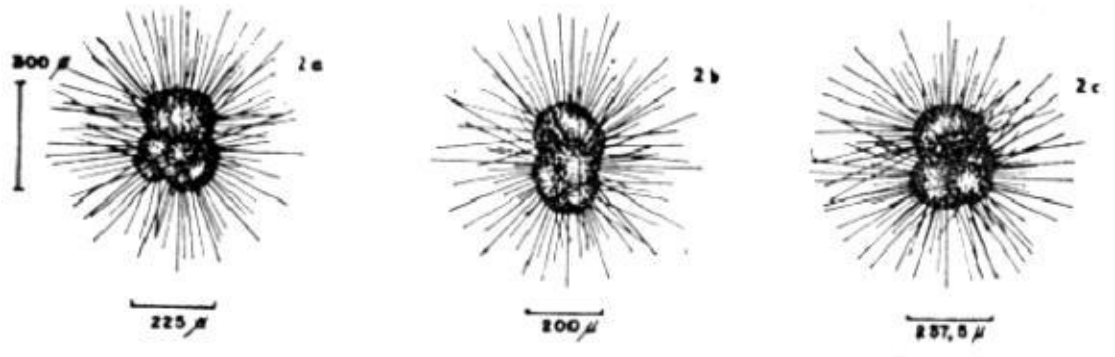

Figura 4.4. Globigerina Bulloides presente en los esteros cercanos al golfo de Guayaquil.
(Fuente: [29])

4.2 Posible daño teórico por temperatura en la actividad biológica de los organismos que habitan los esteros

La suma de fitoplancton en las superficies de los océanos se ha reducido de forma alarmante durante los últimos casi cien años, señala la Ref. [30]. También, según reporta la Ref. [30], esta disminución podría estar arraigada a un aumento en la temperatura de las aguas donde habitan.

Este decremento, de casi el 1% anual, fue verificada después de analizar los reportes de transparencia del agua marina, que se ve modificada por la presencia de estos organismos. Según señala la Ref. [28], conforme las aguas se calientan, las profundidades de los océanos se estratifican en mayor medida, reduciendo la cantidad de nutrientes que los seres de la superficie requieren para sobrevivir.

La reducción en la población de fitoplancton es significativa, indica la Ref. [30], ya que constituye la base de la cadena trófica marina, donde, el fitoplancton es el alimento del zooplancton, que, a su vez, es el alimento de peces pequeños y otros animales. La reducción en la población de fitoplancton está ocurriendo en gran parte del planeta, lo cual

está vinculado también a los ciclos térmicos en los océanos, la corriente de El Niño y las corrientes frías de Humboldt, del Atlántico y del Ártico [30].

Durante los ciclos térmicos, si las aguas se encuentran a mayor temperatura que lo que se considera natural, los autores de la Ref. [30] han notado una reducción en el crecimiento de las colonias de plancton, contrario a lo que ocurre cuando el agua se enfría, donde estas poblaciones crecen, es decir que, si esta tendencia se mantiene, el calentamiento global se podría estar acelerando, pues el proceso de fotosíntesis del fitoplancton de los océano produce oxígeno al mismo tiempo que retira gran cantidad de dióxido de carbono de la atmósfera, enfriando el planeta, por lo tanto, si el fitoplancton continua reduciéndose, la Tierra continuará calentándose [30].

4.3 Implicaciones ambientales que podrían existir en el estero salado y en el estero del muerto

Los incrementos de temperatura del agua debidos a varios factores representan la mayor amenaza para estos organismos, pues, de acuerdo a la Ref. [29], las especies de foraminíferos planctónicos Globigerinita Bradyi y Globigerina Bulloides viven en aguas frías a templadas, con temperaturas entre 19,6° y 23,5°C, es decir que, un incremento abrupto en la temperatura de su ecosistema podría matar progresivamente a estas poblaciones, ocasionando también, un problema en la cadena trófica de dichos ecosistemas, pues, de acuerdo con la Ref. [29], al perderse la población de fitoplancton (primer nivel de la cadena trófica) que vive en simbiosis con estos organismos , las especies del segundo nivel, el plancton animal o zooplancton, que habita zonas menos profundas de océanos y estuarios, habrían perdido sustento, obligándolos a mudarse para subsistir. Además, en el proceso migratorio de estos organismos, los mismos foraminíferos planctónicos, protozoos, crustáceos pequeños, moluscos, gusanos y algunas larvas de peces, pueden morir conforme se desplacen debido a varios factores químicos, físicos y ambientales, llegando a una eventual extinción en estas zonas, ocasionando de igual manera, una pérdida del segundo nivel de la cadena trófica y a su vez, una pérdida de sustento para los organismos del tercer nivel de esta cadena y así, sucesivamente [29].

5. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

Tras realizar este estudio, se concluyó que la huella hídrica gris representa un concepto muy importante para la discusión del nexo existente entre agua y energía, pues es un indicador que representa los posibles impactos del consumo de agua al medio ambiente circundante. En este caso, la polución térmica debido a la generación de electricidad por plantas térmicas con sistemas de refrigeración de un solo paso.

Los volúmenes de agua (huella hídrica gris) han sido estimados de forma aproximada, debido a la falta de datos, especialmente la temperatura exacta del agua de la fuente en el instante de su ingreso a los sistemas de enfriamiento de las centrales térmicas. Por lo tanto, se propusieron modelos para estimar la huella hídrica gris relacionada a los sistemas de enfriamiento de las centrales térmicas en función de las temperaturas típicas de las cuencas hidrológicas donde se ubican las plantas de estudio, la temperatura teórica a la cual el agua de enfriamiento deja el sistema, el consumo de combustible histórico de la planta, la energía o potencia que ha sido generada y el flujo de descarga de agua por parte de los sistemas de enfriamiento de las plantas. Los modelos matemáticos propuestos tienen un potencial explicativo relativamente alto y podrían usarse para estimar las huellas hídricas grises en otras centrales, siempre que se disponga de los datos históricos mencionados.

Los resultados obtenidos del estudio de la huella hídrica gris para el sistema de enfriamiento de la Central Térmica Gonzalo Zevallos durante los meses de enero y junio corresponden a los periodos de máximo consumo de agua, lo cual tiene lugar debido a que estos meses son los de mayor temperatura dentro de la cuenca hidrológica, por tanto, durante los periodos posteriores a enero y junio, los principales productores de energía dentro del Sistema Interconectado del País habrían sido las plantas ubicadas en las cuencas del amazonas por disponer de mayores cantidades de agua.

Los resultados obtenidos tras el estudio de la huella hídrica gris para el sistema de enfriamiento de la Central Térmica Trinitaria durante los meses de enero y junio corresponden también a los periodos de máximo consumo de agua, lo cual ratifica que, durante los meses posteriores a estos periodos, las plantas productoras de energía de la cuenca del amazonas asumirían gran parte de la demanda energética nacional.

El análisis de los resultados de temperatura del agua a la salida del sistema de enfriamiento de la Central Térmica Trinitaria permitió determinar que de forma teórica se ha estado controlando de forma óptima el incremento de temperatura que se produce en el cuerpo de agua donde se descargan estas aguas (estero de las tres bocas), pues las temperaturas

obtenidas tras los procesos de simulación, interpolación lineal y cálculos de balance global de energía indican temperaturas máximas de 32,9°C, lo cual indica un incremento máximo de 5,9°C, muy inferior a lo estipulado en [9] (10°C). Contrario a lo que ocurre de forma teórica en la Central Térmica Gonzalo Zevallos, donde las temperaturas del agua de enfriamiento en las descargas hacia el estero salado han alcanzado los 40,5°C, excediendo por más de 3,5°C el límite establecido en [9].

El estudio teórico breve de las especies marinas que habitan los cuerpos de agua donde ocurren las descargas de agua de los sistemas de enfriamiento de las centrales térmicas analizadas, permitió concluir que la proliferación de fitoplancton y zooplancton depende en gran medida de la estabilidad de las condiciones físicas de su hábitat, pues, un incremento continuo y excesivo en la temperatura del agua donde habitan estas especies podría significar su extinción, reduciendo gran cantidad del oxígeno que se produce en los esteros gracias a estos organismos y alterando la cadena trófica marina de manera significativa.

Tras el análisis de los resultados, se encontró evidencia de tendencias estacionales, mostrando picos de huella hídrica gris tanto en los meses de verano (diciembre-mayo) como de invierno (junio-noviembre) [31] en la región costa. A pesar de que el ministerio del ambiente solo brinda un límite único para los límites de contaminación térmica en descargas hacia efluentes, en ambos casos de estudio, la tendencia previamente identificada de huellas hídricas típicas se mantiene con picos en los meses de enero y junio. Estas variaciones estacionales podrían respaldar la necesidad de crear límites térmicos de descarga estacionales, pues, la huella hídrica gris puede informar la magnitud relativa de estos impactos en el ecosistema para facilitar la creación de reglas y regulaciones estacionales específicas que ayuden a reducir la polución térmica.

Finalmente, se puede recomendar que los estudios de huella hídrica gris se combinen con estudios previos de contaminación térmica para identificar impactos más detallados en los ecosistemas y en la actividad biológica de los seres vivos que los habitan. En algunos casos, el concepto de huella hídrica gris por sí solo, podría no proporcionar información detallada o suficiente con respecto al impacto del agua contaminada en la prestación de servicios medio ambientales.

Por lo tanto, es necesario continuar evaluando las huellas hídricas grises junto con otros medidores o evaluadores. Se recomienda realizar un mayor análisis de las huellas hídricas grises relacionándolas con impactos en el ecosistema a gran escala, como la reducción en la población de fitoplancton en la superficie de los cuerpos de agua donde descargan los

sistemas de enfriamiento de las centrales y la tasa de muerte de peces pequeños por falta de alimento.

Finalmente, si bien este estudio se enfocó únicamente en dos plantas nacionales, se hicieron comparaciones muy significativas con plantas operativas en los Estados Unidos, por lo cual, este estudio podría servir como ejemplo para otros lugares, en especial con respecto a la metodología usada.

BIBLIOGRAFIA

[1] S. Vaca, P. Gerbens-Leenes, S.Nonhebel, “Water-electricity nexus in Ecuador: The dynamics of the electricity’s blue water footprint”, Quito, Ecuador, 2019.

[2] Fondo Mundial para la Naturaleza. [En línea]. Disponible en: https://wwf.panda.org/discover/knowledge_hub/teacher_resources/webfieldtrips/water_pollution/ [Accedido: 14-ene-2022].

[3] S. Vaca, P. Gerbens-Leenes, S. Nonhebel, “The water footprint of electricity in Ecuador: Technology and fuel variation indicate pathways towards water-efficient electricity mixes.”, Groningen, Países Bajos, 2019.

[4] NRDC. [En línea]. Disponible en: https://www.nrdc.org/stories/water-pollution-everything-you-need-know#common [Accedido: 14-ene-2022].

[5] El Financiero. [En línea]. Disponible en: https://www.elfinanciero.com.mx/opinion/salvador-garcia-linan/contaminacion-termica/ [Accedido: 14-ene-2022].

[6] F. Moreno, “El acceso al agua potable, ¿Un derecho humano?”, Ciudad de México, México, 2011.

[7] D. Araque, “Optimización operacional de redes de distribución de agua potable”, Bogotá, Colombia, 2005.

[8] I. Hernández, “Tratamiento de Aguas Residuales Para Aporte a Central Térmica de Ciclo Combinado”, Madrid, España, 2011.

[9] Ministerio del Ambiente, “Norma de Calidad Ambiental y de Descarga de Efluentes al Recurso Agua”, Quito, Ecuador, 2015.

[10] A. Hoekstra, A. Chapagain, M. Aldaya, M. Mekonnen, “The Water Footprint Assessment Manual”, Londres, Reino Unido, 2011.

[11] CELEC EP. [En línea]. Disponible en: https://www.celec.gob.ec/electroguayas/ [Accedido: 19-oct-2021].

[12] Google Earth. [En línea]. Disponible en: https://www.google.com/intl/es/earth/ [Accedido: 10-oct-2021].

[13] CELEC EP. [En línea]. https://www.celec.gob.ec/electroguayas/index.php/generacion/resena-historica-de-la-central-trinitaria [Accedido: 19-oct-2021].

[14] G. Echeverría, “Proyecto Reparación Mayor en Caldero de la Central Termoeléctrica Trinitaria Celec-Ep”, Guayaquil, Ecuador, 2013.

[15] J. Peñalba, “Modelado y Simulación de una Caldera Convencional”, Tarragona, España, 2004.

[16] SUEZ. [En línea]. https://www.suezwatertechnologies.com/handbook/chapter-30-once-through-cooling [Accedido: 19-oct-2021].

[17] Northern Great Plains Water Consortium. [En línea]. Disponible en: https://undeerc.org/Water/Energy-Water-Nexus/Cooling-Water.aspx [Accedido: 14-dic-2021]

[18] INAMHI. [En línea]. https://www.inamhi.gob.ec/ [Accedido: 19-oct-2021].

[19] F. Incropera, “Fundamentos de Transferencia de Calor y Masa”, Estados Unidos, 2011.

[20] H. Medina. “Calor y Termodinámica”, Lima, Perú, 2009.

[21] C. Chini, L. Logan, A. Stillwell, “Greywater Footprints of U.S thermoelectric power plants from 2010-2016”, Illinois, Estados Unidos, 2020.

[22] Ecología Hoy. [En línea]. Disponible en: https://www.ecologiahoy.com/centrales-nucleares-en-ee-uu [Accedido: 22-oct-2021].

[23] Blog del Proyecto Lemu. [En línea]. Disponible en: http://bloglemu.blogspot.com/2011/11/el-peligro-del-contagio-nuclear.html [Accedido: 22-oct-2021].

[24] Climas y Viajes. [En línea]. Disponible en: https://www.climasyviajes.com/clima/estados-unidos [Accedido: 27-dic-2021].

[25] Significados. [En línea]. Disponible en: https://www.significados.com/cadena-alimenticia-acuatica/ [Accedido: 14-dic-2021].

[26] M. Tapia, “Fitoplancton en el Golfo de Guayaquil externo, durante enero de 2014”, Guayaquil, Ecuador, 2017.

[27] D. Luzzato, “El Caballito de Mar”, La Plata, Argentina, 2014.

[28] M. Luzuriaga, “Notas Hidrológicas de Aguas Superficiales Ecuatorianas según Indicadores Biológicos-Foraminíferos Planctónicos”, Guayaquil, Ecuador, 1992.

[29] M. Luzuriaga, “Foraminíferos Planctónicos vivos en el Mar Ecuatoriano: Taxonomía y Distribución”, Guayaquil, Ecuador, 1992.

[30] BBC NEWS. [En línea]. Disponible en: https://www.bbc.com/mundo/ciencia_tecnologia/2010/07/100729_plancton_calentamiento_lp [Accedido: 19-oct-2021].

[31] Anfibios del Ecuador (2020). Geografía y Clima del Ecuador. Retrieved from https://bioweb.bio/faunaweb/amphibiaweb/GeografiaClima/

[32] E. Molina, “Micropaleontología”, Zaragoza, España, 2004.

[33] Gobierno de México. [En línea]. Disponible en: https://www.inin.gob.mx/mini_sitios/tercer_plano.cfm?cve_area=RN&codigo_opc=400009013 [Accedido: 22-oct-2021].

[34] ENEL Perú. [En línea]. Disponible en: https://www.enel.pe/es/sostenibilidad/que-es-la-energia-hidroelectrica-y-como-funciona.html [Accedido: 22-oct-2021].

[35] Descubriendo Galápagos. [En línea]. Disponible en: http://descubriendogalapagos.ec/dg_species/red-mangrove/ [Accedido: 22-oct-2021].

[36] PNUD. [En línea]. Disponible en: https://www1.undp.org/content/undp/es/home/sustainable-development-goals/goal-6-clean-water-and-sanitation.html [Accedido: 28-oct-2021].

[37] S. Vaca, P. Gerbens-Leenes, S. Nonhebel, “The water footprint of electricity in Ecuador: Technology and fuel variation indicate pathways towards water-efficient electricity mixes.”, Groningen, Países Bajos, 2019.

[38] NRDC. [En línea]. Disponible en: https://www.nrdc.org/stories/water-pollution-everything-you-need-know#common [Accedido: 14-ene-2022].

[39] Agencia de Regulación y Control de Energía y Recursos Naturales no Renovables. [En línea]. Disponible en: https://www.controlrecursosyenergia.gob.ec/ [Accedido: 14-ene-2022].

[40] Araque. D., S. J. (2005). Optimización operacional de redes de distribución de agua potable. *Revista de Ingeniería*, 1-7.

[41] Coelho, C. D., Da Silva, D. D., Sediyama, G. C., Moreira, M. C., Pereira, S. B., & Lana, Â. M. Q. (2017). Comparison of the water footprint of two hydropower plants in the Tocantins River Basin of Brazil. Journal of Cleaner Production, 153, 164–175. https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2017.03.088

[42] Cruz Roja Ecuatoriana. (2014). Manual Comunitario para el Mejoramiento de la Calidad y Acceso a Agua Segura. Quito, Ecuador.

[43] Gerbens-Leenes, P. W., Hoekstra, A. Y., & Bosman, R. (2018). The blue and grey water footprint of construction materials: Steel, cement and glass. Water Resources and Industry, 19(April 2017), 1–12. https://doi.org/10.1016/j.wri.2017.11.002

[44] Gerbens-Leenes, P. W., Mekonnen, M. M., & Hoekstra, A. Y. (2013). The water footprint of poultry, pork and beef: A comparative study in different countries and production systems. Water Resources and Industry, 1–2, 25–36. https://doi.org/10.1016/j.wri.2013.03.001

[45] Gleick, P. H. (1994). Water and Energy. Annual Review Energy Environment, 19, 267–299.

[46] Hamiche, A. M., Stambouli, A. B., & Flazi, S. (2016). A review of the water-energy nexus. Renewable and Sustainable [8] Energy Reviews, 65, 319–331. https://doi.org/10.1016/j.rser.2016.07.020

[47] Herath, I., Deurer, M., Horne, D., Singh, R., & Clothier, B. (2011). The water footprint of hydroelectricity: a methodological comparison from a case study in New Zealand. Journal of Cleaner Production, 19(14), 1582–1589. https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2011.05.007

[48] Hernández, I. (2011). Tratamiento de Aguas Residuales Para Aporte a Central Térmica de Ciclo Combinado. Departamento de Mecánica de Medios Continuos y Teoría de Estructuras. Madrid, España.

[49] Hoff, H. (2011). Understanding the Nexus. Background paper for the Bonn2011 Nexus Conference: The Water, Energy and Food Security Nexus, (November), 1–52. Stockholm: Stockholm Environment Institute.

[50] INAMHI. (2019). RED DE ESTACIONES AUTOMÁTICAS HIDROMETEOROLÓGICAS. Retrieved April 1, 2019, from http://186.42.174.236/InamhiEmas/#

[51] INASSA. (2014). PROCESO DE DILUCIÓN DE LAS AGUAS. Retrieved March 2, 2021, from https://www.grupoinassa.com/?p=599#:~:text=La%20diluci%C3%B3n%20se%20produce%20cuando,agua%20marina%20de%20la%20zona.

[52] Jiang, D., & Ramaswami, A. (2015). The “thirsty” water-electricity nexus: Field data on the scale and seasonality of thermoelectric power generation’s water intensity in China. Environmental Research Letters, 10(2). https://doi.org/10.1088/1748- 9326/10/2/024015

[53] Macknick, J., Newmark, R., Heath, G., & Hallett, K. C. (2012). Operational water consumption and withdrawal factors for electricity generating technologies: A review of existing literature. Environmental Research Letters, 7(4). https://doi.org/10.1088/1748-9326/7/4/045802

[54] Macknick, Jordan, Newmark, R., Heath, G., & Hallett, K. C. (2011). A Review of Operational Water Consumption and Withdrawal Factors for Electricity Generating Technologies. Golden, Colorado.

[55] McCollum, D. L., Echeverri, L. G., Busch, S., Pachauri, S., Parkinson, S., Rogelj, J., … Riahi, K. (2018). Connecting the sustainable development goals by their energy inter-linkages. Environmental Research Letters, 13(3), 033006. https://doi.org/10.1088/1748-9326/aaafe3

[56] Mekonnen, M. M., & Hoekstra, A. Y. (2012). A Global Assessment of the Water Footprint of Farm Animal Products. Ecosystems, 15(3), 401–415. https://doi.org/10.1007/s10021-011-9517-8

[57] Meldrum, J., Nettles-Anderson, S., Heath, G., & Macknick, J. (2013). Life cycle water use for electricity generation: a review and harmonization of literature estimates. Environmental Research Letters, 8(1), 015031. https://doi.org/10.1088/1748-9326/8/1/015031

[58] Ministerio del Ambiente. (2015). NORMA DE CALIDAD AMBIENTAL Y DE DESCARGA DE EFLUENTES: RECURSO AGUA. Quito, Ecuador: Ministerio del Ambiente.

[59] Moreno, Fernanda. (2011). El acceso al agua potable, ¿Un derecho humano? Ciudad de México, México.

[60] Penchaszadeh, P. (1983). Ecología del ambiente marino costero de Punta Morón (Termoeléctrica Planta Centro, Venezuela) Fase II Univ. Simón Bolívar, INTECMAR, Caracas, 464 pág.

[61] Sesma-Martín, D. (2019). The River’s Light: Water Needs for Thermoelectric Power Generation in the Ebro River Basin, 1969–2015. Water, 11(3), 441. https://doi.org/10.3390/w11030441

[62] Sesma-Martín, D., & Rubio-Varas, M. del M. (2017). Freshwater for Cooling Needs: A Long-Run Approach to the Nuclear Water Footprint in Spain. Ecological Economics, 140, 146–156. https://doi.org/10.1016/j.ecolecon.2017.04.032

[63] United Nations Development Programme [UNPD]. (2006). Human Development Report 2006 – Beyond scarcity: Power, poverty and the global water crisis. Retrieved from http://hdr.undp.org/en/media/HDR06-complete.pdf

ANEXO I

BOMBAS DE VACÍO PARA EXTRACCIÓN DE AGUA DE ENFRIAMIENTO

Figura 0.1. Bombas de vacío de extracción del agua de enfriamiento CTGZ.

(Fuente: Propia)

Figura 0.2. Bombas de vacío de extracción del agua de enfriamiento CTT.

(Fuente: Propia)

ANEXO II

CONSTRUCCION DEL AÑO HIDROLOGICO TIPICO DE LA CUENCA DEL GUAYAS

Tabla 0.1. Año típico hidrológico

CUENCA HIDRICA ZAPOTAL 140 RIO GUAYAS 130 TAURA 150					
MES TIPICO	**FECHA-HORA**	**PROVINCIA**	**ESTACION**	**CODIGO**	**TEMPERATURA[1] [°C]**
	6/10/2000	GUAYAS	ZAPOTAL	H0346	**24,6**
MARZO	23/3/2001	GUAYAS	CHIMBO BUCAY	H0340	**24**
	8/10/2002	GUAYAS	DAULE	H0365	**25,4**
ENERO	6/1/2003	GUAYAS	CHIMBO BUCAY	H0340	**25,7**
OCTUBRE	2/10/2004	GUAYAS	CHIMBO MILAGRO	H0390	**23,3**
SEPTIEMBRE	4/9/2005	GUAYAS	QUEVEDO	H0347	**22,8**
JUNIO	14/6/2006	GUAYAS	ZAPOTAL	H0347	**25,5**
FEBRERO	28/2/2007	GUAYAS	QUEVEDO	H0347	**25**
JULIO	12/7/2008	GUAYAS	EL PROGRESO	M0175	**23,9**
DICIEMBRE	28/12/2009	GUAYAS	CHIMBO MILAGRO	H0390	**24,3**
MAYO	04/5/2010-14:30	GUAYAS	ZAPOTAL	H0390	**24,3**
NOVIEMBRE	23/11/2011-08:45	GUAYAS	TAURA	H0448	**24,8**
ABRIL	19/4/2012-13:40	GUAYAS	ZAPOTAL	H0448	**25**
AGOSTO	13/8/2013-0:00	GUAYAS	ZAPOTAL	H0448	**22**
PROMEDIO					**24,33**
PROMEDIO DEL AÑO TIPICO					**24,22**

1. Los datos de temperatura han sido extraídas de la Ref. [19]
(Fuente: Propia)

ANEXO III

EXPRESIONES MATEMATICAS QUE DEFINEN LA EFECTIVIDAD DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR

TABLE 11.3 Heat Exchanger Effectiveness Relations [5]

Flow Arrangement	Relation		
Parallel flo	$\varepsilon = \dfrac{1 - \exp[-\text{NTU}(1 + C_r)]}{1 + C_r}$		(11.28a)
Counterflo	$\varepsilon = \dfrac{1 - \exp[-\text{NTU}(1 - C_r)]}{1 - C_r \exp[-\text{NTU}(1 - C_r)]}$	$(C_r < 1)$	
	$\varepsilon = \dfrac{\text{NTU}}{1 + \text{NTU}}$	$(C_r = 1)$	(11.29a)
Shell-and-tube			
One shell pass (2, 4, . . . tube passes)	$\varepsilon_1 = 2\left\{1 + C_r + (1 + C_r^2)^{1/2} \times \dfrac{1 + \exp[-(\text{NTU})_1(1 + C_r^2)^{1/2}]}{1 - \exp[-(\text{NTU})_1(1 + C_r^2)^{1/2}]}\right\}^{-1}$		(11.30a)
n shell passes ($2n$, $4n$, . . . tube passes)	$\varepsilon = \left[\left(\dfrac{1 - \varepsilon_1 C_r}{1 - \varepsilon_1}\right)^n - 1\right]\left[\left(\dfrac{1 - \varepsilon_1 C_r}{1 - \varepsilon_1}\right)^n - C_r\right]^{-1}$		(11.31a)
Cross-flow (single pass			
Both fluids unmixed	$\varepsilon = 1 - \exp\left[\left(\dfrac{1}{C_r}\right)(\text{NTU})^{0.22}\{\exp[-C_r(\text{NTU})^{0.78}] - 1\}\right]$		(11.32)
$C_{\max}$ (mixed), $C_{\min}$ (unmixed)	$\varepsilon = \left(\dfrac{1}{C_r}\right)(1 - \exp\{-C_r[1 - \exp(-\text{NTU})]\})$		(11.33a)
$C_{\min}$ (mixed), $C_{\max}$ (unmixed)	$\varepsilon = 1 - \exp(-C_r^{-1}\{1 - \exp[-C_r(\text{NTU})]\})$		(11.34a)
All exchangers ($C_r = 0$)	$\varepsilon = 1 - \exp(-\text{NTU})$		(11.35a)

TABLE 11.4 Heat Exchanger NTU Relations

Flow Arrangement	Relation		
Parallel flo	$\text{NTU} = -\dfrac{\ln[1 - \varepsilon(1 + C_r)]}{1 + C_r}$		(11.28b)
Counterflo	$\text{NTU} = \dfrac{1}{C_r - 1}\ln\left(\dfrac{\varepsilon - 1}{\varepsilon C_r - 1}\right)$	$(C_r < 1)$	
	$\text{NTU} = \dfrac{\varepsilon}{1 - \varepsilon}$	$(C_r = 1)$	(11.29b)
Shell-and-tube			
One shell pass (2, 4, . . . tube passes)	$(\text{NTU})_1 = -(1 + C_r^2)^{-1/2}\ln\left(\dfrac{E - 1}{E + 1}\right)$		(11.30b)
	$E = \dfrac{2/\varepsilon_1 - (1 + C_r)}{(1 + C_r^2)^{1/2}}$		(11.30c)
n shell passes ($2n$, $4n$, . . . tube passes)	Use Equations 11.30b and 11.30c with $\varepsilon_1 = \dfrac{F - 1}{F - C_r}$ $F = \left(\dfrac{\varepsilon C_r - 1}{\varepsilon - 1}\right)^{1/n}$ $\text{NTU} = n(\text{NTU})_1$		(11.31b, c, d)
Cross-flow (single pass			
$C_{\max}$ (mixed), $C_{\min}$ (unmixed)	$\text{NTU} = -\ln\left[1 + \left(\dfrac{1}{C_r}\right)\ln(1 - \varepsilon C_r)\right]$		(11.33b)
$C_{\min}$ (mixed), $C_{\max}$ (unmixed)	$\text{NTU} = -\left(\dfrac{1}{C_r}\right)\ln[C_r \ln(1 - \varepsilon) + 1]$		(11.34b)
All exchangers ($C_r = 0$)	$\text{NTU} = -\ln(1 - \varepsilon)$		(11.35b)

Figura 0.3. Relaciones efectividad-NTU para varios intercambiadores de calor.
(Fuente: [19])

ANEXO IV

```
{Array T_pot}
T_pot[1..21;1]=[113,5;112,6;113,8;92,3;88,0;99,0;99,6;105,3;90,2;65,5;113,3;121,9;80,0;110,3;
.
.
.
{Array T_pot end}


H[i;j]=Enthalpy_vaporization(Water;T=T_pot[i;j])
.
.
.
```

Figura 0.4. Comandos para edición del arreglo de calores latentes de vaporización del vapor que ingresa al condensador en el software EES.

(Fuente: Propia)

ANEXO V

VALORES DEL CALOR LATENTE DE VAPORIZACIÓN DE CTGZ

Tabla 0.2. Valores de calor latente para CTGZ por energía producida.

ENTALPIAS DE VAPORIZACION DEL CONDENSADO [kJ/kg]						
Año	**Enero**	**Febrero**	**Marzo**	**Abril**	**Mayo**	**Junio**
2000	2220	2260	2330	2298	2298	2305
2001	2223	2247	2210	2278	2325	2353
2002	2220	2211	2215	2282	2364	2324
2003	2277	2239	2264	2401	2470	2359
2004	2288	2209	2292	2338	2370	2412
2005	2259	2339	2359	2375	2435	2501
2006	2258	2287	2284	2274	2269	2460
2007	2243	2223	2259	2258	2256	2241
2008	2282	2356	2335	2419	2481	2328
2009	2344	2242	2223	2262	2394	2425
2010	2221	2237	2246	2225	2384	2455
2011	2197	2216	2202	2242	2288	2314
2012	2308	2321	2321	2370	2364	2323
2013	2229	2221	2223	2262	2222	2221
2014	2213	2221	2245	2233	2263	2306
2015	2255	2287	2277	2475	2425	2305
2016	2265	2271	2312	2344	2348	2342
2017	2310	2407	2378	2382	2345	2378
2018	2379	2360	2315	2323	2316	2410
2019	2372	2372	2323	2321	2304	2311
2020	2320	2331	2363	2371	2360	2336
PROMEDIO MENSUAL	**2270,6**	**2278,9**	**2284,6**	**2320,6**	**2346,7**	**2352,8**

Julio	Agosto	Septiembre	Octubre	Noviembre	Diciembre
2370	2468	2291	2287	2220	2220
2345	2474	2388	2215	2209	2214
2407	2488	2413	2273	2402	2243
2397	2292	2241	2248	2248	2349
2473	2412	2296	2241	2218	2253
2320	2236	2222	2243	2312	2265
2491	2267	2222	2217	2238	2293
2352	2381	2331	2366	2493	2374
2334	2252	2253	2267	2297	2228
2294	2263	2214	2237	2227	2230
2260	2268	2250	2217	2217	2218
2372	2501	2332	2247	2259	2255
2329	2281	2411	2501	2501	2345
2218	2323	2501	2501	2501	2337
2399	2452	2223	2260	2221	2229
2312	2278	2260	2248	2244	2254
2365	2359	2410	2501	2262	2237
2456	2485	2377	2376	2353	2378
2501	2501	2501	2367	2280	2364
2314	2460	2484	2291	2340	2357
2358	2379	2476	2439	2291	2390
2365,1	**2372,4**	**2337,9**	**2311,5**	**2301,6**	**2287,3**

(Fuente: Propia)

Tabla 0.3. Valores de calor latente para CTGZ por consumo de combustible.

ENTALPIAS DE VAPORIZACION DEL CONDENSADO [kJ/kg]						
Año	**Enero**	**Febrero**	**Marzo**	**Abril**	**Mayo**	**Junio**
2000	2262	2292	2346	2320	2320	2327
2001	2259	2277	2248	2300	2337	2362
2002	2257	2249	2246	2301	2369	2336
2003	2305	2276	2296	2414	2470	2372
2004	2312	2248	2313	2353	2377	2412
2005	2289	2353	2366	2379	2430	2501
2006	2276	2299	2294	2284	2281	2459
2007	2271	2247	2284	2279	2279	2261
2008	2307	2365	2349	2426	2483	2345
2009	2355	2272	2255	2282	2402	2433
2010	2256	2266	2271	2254	2395	2459
2011	2251	2262	2251	2277	2314	2339
2012	2320	2329	2329	2375	2365	2327
2013	2267	2255	2256	2289	2259	2258
2014	2253	2259	2279	2267	2289	2321
2015	2279	2302	2294	2475	2432	2323
2016	2275	2285	2319	2346	2351	2345
2017	2323	2396	2376	2381	2349	2379
2018	2381	2363	2325	2333	2328	2410
2019	2379	2379	2339	2337	2324	2330
2020	2337	2343	2366	2374	2365	2347
PROMEDIO MENSUAL	**2295,9**	**2300,8**	**2304,9**	**2335,5**	**2358,0**	**2364,1**

Julio	Agosto	Septiembre	Octubre	Noviembre	Diciembre
2385	2471	2314	2311	2262	2257
2356	2477	2401	2254	2250	2253
2405	2487	2424	2304	2404	2278
2401	2320	2279	2285	2283	2362
2472	2423	2321	2278	2260	2284
2338	2269	2256	2273	2330	2286
2492	2290	2254	2247	2262	2306
2357	2378	2337	2365	2493	2371
2350	2286	2285	2295	2320	2265
2317	2292	2254	2272	2264	2264
2289	2293	2280	2255	2254	2254
2386	2501	2358	2288	2298	2295
2333	2292	2413	2501	2501	2364
2256	2346	2501	2501	2501	2359
2405	2457	2261	2288	2257	2260
2328	2300	2284	2272	2263	2270
2366	2360	2413	2501	2287	2262
2454	2485	2380	2379	2361	2383
2501	2501	2501	2385	2308	2374
2332	2463	2486	2318	2354	2368
2365	2382	2476	2443	2315	2392
2375,6	**2384,4**	**2356,1**	**2334,0**	**2325,1**	**2309,9**

(Fuente: Propia)

ANEXO VI

VALORES DEL CALOR LATENTE DE VAPORIZACIÓN DE CTT

Tabla 0.4. Valores de calor latente para CTT por energía producida.

ENTALPIAS DE VAPORIZACION DEL CONDENSADO [kJ/kg]						
Año	**Enero**	**Febrero**	**Marzo**	**Abril**	**Mayo**	**Junio**
2000	2374	2359	2410	2501	2446	2426
2001	2339	2418	2501	2501	2501	2439
2002	2339	2338	2335	2395	2501	2425
2003	2345	2340	2360	2375	2416	2392
2004	2351	2342	2393	2359	2489	2501
2005	2338	2375	2412	2416	2428	2419
2006	2377	2435	2397	2501	2429	2374
2007	2395	2362	2417	2416	2373	2406
2008	2362	2383	2478	2401	2407	2363
2009	2453	2501	2464	2394	2374	2358
2010	2341	2375	2393	2337	2338	2346
2011	2469	2501	2501	2434	2383	2371
2012	2501	2501	2452	2390	2404	2389
2013	2353	2421	2373	2335	2349	2394
2014	2402	2335	2358	2379	2347	2473
2015	2353	2357	2360	2360	2372	2423
2016	2397	2407	2360	2380	2337	2348

2017	2495	2422	2433	2418	2433	2420
2018	2441	2415	2417	2412	2419	2459
2019	2421	2422	2417	2501	2486	2423
2020	2453	2414	2443	2501	2500	2483
PROMEDIO MENSUAL	**2395,2**	**2401,1**	**2413**	**2414,6**	**2415,8**	**2411**

Julio	Agosto	Septiembre	Octubre	Noviembre	Diciembre
2464	2403	2431	2403	2340	2348
2405	2414	2388	2339	2332	2359
2417	2407	2350	2398	2398	2337
2418	2360	2474	2501	2363	2378
2501	2501	2501	2501	2501	2422
2355	2343	2382	2390	2371	2386
2358	2378	2385	2350	2338	2372
2453	2438	2388	2366	2409	2363
2380	2360	2356	2384	2365	2375
2368	2385	2369	2341	2345	2370
2387	2501	2386	2336	2336	2339
2392	2368	2432	2385	2384	2432
2415	2419	2351	2339	2338	2347
2444	2501	2341	2349	2378	2337
2452	2374	2339	2352	2397	2345
2491	2394	2355	2345	2397	2447
2405	2417	2501	2501	2501	2500
2442	2479	2501	2501	2501	2501
2418	2421	2418	2403	2437	2457
2418	2424	2412	2485	2501	2501
2418	2420	2442	2426	2501	2441
2419,1	**2414,6**	**2404,9**	**2399,8**	**2401,6**	**2397,9**

(Fuente: Propia)

Tabla 0.5. Valores de calor latente para CTT por consumo de combustible.

Año	Enero	Febrero	Marzo	Abril	Mayo	Junio
2000	2392	2379	2420	2501	2451	2433
2001	2361	2429	2501	2501	2501	2445
2002	2361	2360	2356	2406	2501	2434
2003	2366	2361	2379	2390	2422	2403
2004	2370	2363	2406	2376	2490	2501
2005	2360	2390	2421	2424	2436	2426
2006	2390	2442	2409	2501	2438	2390
2007	2408	2379	2428	2425	2388	2414
2008	2375	2392	2479	2411	2414	2379
2009	2457	2501	2468	2407	2388	2375
2010	2360	2389	2407	2356	2356	2365
2011	2473	2501	2501	2442	2398	2387
2012	2501	2501	2457	2401	2414	2400
2013	2370	2428	2387	2355	2367	2405
2014	2414	2356	2376	2394	2365	2476

2015	2370	2373	2376	2375	2385	2430
2016	2407	2418	2377	2394	2357	2367
2017	2495	2426	2436	2423	2438	2426
2018	2444	2421	2424	2418	2424	2461
2019	2425	2425	2419	2501	2487	2427
2020	2455	2420	2446	2500	2500	2484
PROMEDIO MENSUAL	**2407,3**	**2412,1**	**2422,1**	**2423,8**	**2424,8**	**2420,4**

Julio	**Agosto**	**Septiembre**	**Octubre**	**Noviembre**	**Diciembre**
2467	2413	2442	2417	2365	2371
2415	2423	2402	2363	2357	2379
2424	2416	2371	2412	2409	2360
2425	2378	2477	2501	2382	2393
2501	2501	2501	2501	2501	2432
2374	2364	2395	2402	2386	2398
2377	2394	2401	2370	2359	2389
2457	2445	2401	2382	2414	2379
2393	2378	2374	2397	2380	2390
2383	2399	2385	2362	2365	2386
2400	2501	2401	2357	2357	2359
2402	2382	2439	2398	2397	2440
2424	2429	2369	2360	2359	2366
2450	2501	2363	2369	2394	2358
2456	2388	2359	2369	2408	2364
2492	2407	2373	2365	2410	2450
2413	2427	2501	2501	2501	2499
2447	2480	2501	2501	2501	2501
2423	2426	2424	2410	2441	2460
2423	2428	2417	2486	2501	2501
2423	2425	2444	2430	2501	2445
2427,1	**2424**	**2416,2**	**2412**	**2413,7**	**2410,5**

(Fuente: Propia)

ANEXO VII

VALORES DE TEMPERATURA A LA SALIDA DE LOS CONDENSADORES OBTENIDOS POR BALANCE GLOBAL DE ENERGIA

Tabla 0.6. Valores de Temperatura a la salida del condensador de CTGZ obtenidos por Balance Global de Energía.

TEMPERATURA SALIDA AGUA DE ENFRIAMIENTO [°C] Usando la potencia						
Año	**Enero**	**Febrero**	**Marzo**	**Abril**	**Mayo**	**Junio**
2000	39,6	37,8	38,6	38,9	38,7	39,5
2001	39,6	37,7	37,8	38,8	38,9	39,8
2002	39,6	37,5	37,8	38,8	39,1	39,6
2003	39,9	37,6	38,1	39,6	39,8	39,8
2004	40,0	37,4	38,3	39,2	39,2	40,2
2005	39,8	38,2	38,8	39,4	39,6	
2006	39,8	37,9	38,3	38,8	38,5	40,5
2007	39,7	37,5	38,1	38,7	38,4	39,0
2008	40,0	38,3	38,6	39,7	39,9	39,6
2009	40,4	37,6	37,9	38,7	39,3	40,2
2010	39,6	37,6	38,0	38,4	39,3	40,4
2011	39,4	37,5	37,7	38,5	38,6	39,5
2012	40,1	38,1	38,5	39,4	39,1	39,6
2013	39,6	37,5	37,9	38,7	38,2	38,9
2014	39,5	37,5	38,0	38,5	38,4	39,5
2015	39,8	37,9	38,2	40,1	39,5	39,5
2016	39,9	37,8	38,5	39,2	39,0	39,7
2017	40,2	38,6	38,9	39,5	39,0	39,9
2018	40,6	38,4	38,5	39,1	38,8	40,1
2019	40,6	38,4	38,5	39,1	38,7	39,5
2020	40,2	38,2	38,8	39,4	39,1	39,7
PROMEDIO MENSUAL	**39,9**	**37,9**	**38,3**	**39,0**	**39,0**	**39,7**

Julio	**Agosto**	**Septiembre**	**Octubre**	**Noviembre**	**Diciembre**
38,8	37,5	36,7	37,6	38,2	38,2
38,6	37,6	37,3	37,1	38,1	38,1
39,0	37,7	37,5	37,5	39,4	38,3
38,9	36,3	36,3	37,3	38,4	39,0
39,5	37,1	36,7	37,3	38,2	38,4
38,4	36,0	36,2	37,3	38,8	38,5
39,6	36,2	36,2	37,1	38,3	38,6
38,6	36,9		38,1	40,0	39,2
38,5	36,1	36,4	37,5	38,7	38,2
38,3	36,1	36,2	37,3	38,3	38,2
38,0	36,2	36,4	37,1	38,2	38,1
38,8		36,9	37,3	38,5	38,4
38,5	36,3	37,5			39,0
37,7	36,5				38,9
39,0	37,4	36,2	37,4	38,2	38,2
38,4	36,2	36,5	37,3	38,4	38,4

38,7	36,8	37,4		38,5	38,3
39,3	37,6	37,2	38,2	39,1	39,2
			38,1	38,6	39,1
38,4	37,5	37,9	37,6	39,0	39,1
38,7	36,9	37,9	38,6	38,7	39,3
38,7	**36,8**	**36,8**	**37,5**	**38,6**	**38,6**

(Fuente: Propia)

Tabla 0.7. Valores de Temperatura a la salida del condensador de CTT obtenidos por Balance Global de Energía.

TEMPERATURA SALIDA AGUA DE ENFRIAMIENTO [°C] Usando la potencia						
Año	**Enero**	**Febrero**	**Marzo**	**Abril**	**Mayo**	**Junio**
2000	32,7	32,0	31,1	32,3	31,5	32,6
2001	32,7	32,1				32,7
2002	32,7	32,0	31,0	32,1		32,6
2003	32,7	32,0	31,0	32,0	31,4	32,6
2004	32,7	32,0	31,1	32,0	31,5	
2005	32,7	32,0	31,1	32,1	31,4	32,6
2006	32,8	32,2	31,1		31,4	32,5
2007	32,8	32,0	31,1	32,1	31,3	32,6
2008	32,7	32,1	31,2	32,1	31,4	32,5
2009	32,9		31,2	32,1	31,3	32,5
2010	32,7	32,0	31,1	32,0	31,3	32,5
2011	32,9			32,1	31,4	32,5
2012			31,2	32,1	31,4	32,6
2013	32,7	32,1	31,0	32,0	31,3	32,6
2014	32,8	32,0	31,0	32,1	31,3	32,7
2015	32,7	32,0	31,0	32,0	31,3	32,6
2016	32,8	32,1	31,0	32,1	31,3	32,5
2017	33,0	32,1	31,1	32,1	31,4	32,6
2018	32,9	32,1	31,1	32,1	31,4	32,7
2019	32,8	32,1	31,1	32,3	31,5	32,6
2020	32,9	32,1	31,2	32,3	31,6	32,7
PROMEDIO MENSUAL	**32,8**	**32,1**	**31,1**	**32,1**	**31,4**	**32,6**

Julio	**Agosto**	**Septiembre**	**Octubre**	**Noviembre**	**Diciembre**
31,1	29,1	29,9	30,4	31,8	31,3
31,0	29,1	29,9	30,3	31,8	31,3
31,0	29,1	29,8	30,4	31,9	31,3
31,0	29,0	30,0		31,8	31,4
					31,4
30,9	29,0	29,9	30,4	31,8	31,4
30,9	29,1	29,9	30,3	31,8	31,3
31,1	29,2	29,9	30,3	31,9	31,3
31,0	29,0	29,8	30,4	31,8	31,3
30,9	29,1	29,8	30,3	31,8	31,3
31,0		29,9	30,3	31,8	31,3
31,0	29,0	29,9	30,4	31,9	31,4
31,0	29,1	29,8	30,3	31,8	31,3
31,1		29,8	30,3	31,9	31,3

31,1	29,0	29,8	30,3	31,9	31,3
31,1	29,1	29,8	30,3	31,9	31,5
31,0	29,1				31,6
31,1	29,2				
31,0	29,1	29,9	30,4	32,0	31,5
31,0	29,1	29,9	30,5		
31,0	29,1	30,0	30,4	32,1	31,5
31,0	**29,1**	**29,9**	**30,3**	**31,8**	**31,4**

(Fuente: Propia)

ANEXO VIII

VALORES DE TEMPERATURA MÁXIMA $T_{MÁX}$ PERMITIDA POR EL MINISTERIO DEL AMBIENTE PARA DESCARGAS EN AGUAS

TABLA 10. LÍMITES DE DESCARGA A UN CUERPO DE AGUA MARINA				
Parámetros	Expresado como	Unidad	Límite máximo permisible	
			(A) DESCARGAS EN ZONA DE ROMPIENTES	(B) DESCARGAS MEDIANTE EMISARIOS SUBMARINOS
Aceites y Grasas	Sust. solubles en hexano	mg/l	30,0	30,0
Arsénico total	As	mg/l	0,5	0,5
Aluminio	Al	mg/l	5,0	5,0
Cianuro total	CN-	mg/l	0,2	0,2
Cinc	Zn	mg/l	10,0	10,0
Cobre	Cu	mg/l	1,0	1,0
Cobalto	Co	mg/l	0,5	0,5
Coliformes Fecales	NMP	NMP/100 ml	2000	2000
Color	Color verdadero	unidades de color	* Inapreciable en dilución: 1/20	* Inapreciable en dilución: 1/20
Cromo hexavalente	Cr+6	mg/l	0,5	0,5
Compuestos fenólicos	Fenol	mg/l	0,2	0,2
Demanda Bioquímica de Oxígeno (5 días)	DBO5	mg/l	200,0	400
Demanda Química de Oxígeno	DQO	mg/l	400,0	600
Hidrocarburos Totales de Petróleo.	TPH	mg/l	20,0	20,0
Materia flotante	Visibles		Ausencia	Ausencia
Mercurio total	Hg	mg/l	0,01	0,01
Nitrógeno Total kjedahl	N	mg/l	40,0	40,0
Potencial de hidrógeno	pH		6-9	6-9
Sólidos Suspendidos Totales	SST	mg/l	250,0	250,0
Sulfuros	S	mg/l	0,5	0,5
Compuestos organoclorados	Organoclorados totales	µg/l	50,0	50,0
Compuestos Organofosforados	Organofosforados totales	µg/l	100,0	100,0
Carbamatos	Especies totales	mg/l	0,25	0,25
Temperatura	oC		< 35	< 35
Tensoactivos	Sustancias Activas al azul de metileno	mg/l	0,5	0,5
* La apreciación del color se estima sobre 10 cm de muestra diluida.				

Figura 0.5. Límites de descarga a un cuerpo de agua marina

(Fuente: [9])

ANEXO IX

VALORES DE HUELLA HIDRICA GRIS

Tabla 0.8. Valores de Huella Hídrica Gris del sistema de enfriamiento de CTGZ obtenidos por Energía Bruta Producida histórica.

HUELLA HIDRICA GRIS [m^3/kW]						
Año	**Enero**	**Febrero**	**Marzo**	**Abril**	**Mayo**	**Junio**
PROMEDIO MENSUAL	28,453	24,224	24,779	26,422	26,268	27,871
Julio	**Agosto**	**Septiembre**	**Octubre**	**Noviembre**	**Diciembre**	
25,879	19,395	22,942	23,942	25,828	25,391	

(Fuente: Propia)

Tabla 0.9. Valores de Huella Hídrica Gris del sistema de enfriamiento de CTGZ obtenidos por Consumo de Combustible histórico.

HUELLA HIDRICA GRIS [m^3/kW]						
	Enero	**Febrero**	**Marzo**	**Abril**	**Mayo**	**Junio**
PROMEDIO MENSUAL	27,307	21,248	24,120	25,752	26,644	27,211
Julio	**Agosto**	**Septiembre**	**Octubre**	**Noviembre**	**Diciembre**	
25,100	19,939	22,584	23,388	22,902	24,391	

(Fuente: Propia)

Tabla 0.10. Valores de Huella Hídrica Gris del sistema de enfriamiento de CTGZ obtenidos por Balance Global de Energía.

HUELLA HIDRICA GRIS [m^3/kW]						
	Enero	**Febrero**	**Marzo**	**Abril**	**Mayo**	**Junio**
PROMEDIO MENSUAL	42,860	36,069	36,453	39,276	38,303	41,857
Julio	**Agosto**	**Septiembre**	**Octubre**	**Noviembre**	**Diciembre**	
37,084	31,300	31,865	34,082	37,931	37,444	

(Fuente: Propia)

Tabla 0.11. Valores de Huella Hídrica Gris del sistema de enfriamiento de CTT obtenidos por Energía Bruta Producida histórica.

HUELLA HIDRICA GRIS [m^3/kW]						
	Enero	**Febrero**	**Marzo**	**Abril**	**Mayo**	**Junio**
PROMEDIO MENSUAL	29,934	25,311	25,556	27,153	26,253	28,676
Julio	**Agosto**	**Septiembre**	**Octubre**	**Noviembre**	**Diciembre**	
25,407	21,696	36,473	23,827	26,415	26,034	

(Fuente: Propia)

Tabla 0.12. Valores de Huella Hídrica Gris del sistema de enfriamiento de CTT obtenidos por Consumo de Combustible histórico.

HUELLA HIDRICA GRIS [m^3/kW]						
	Enero	**Febrero**	**Marzo**	**Abril**	**Mayo**	**Junio**
PROMEDIO MENSUAL	35,377	39,222	40,177	45,010	46,771	43,953
Julio	**Agosto**	**Septiembre**	**Octubre**	**Noviembre**	**Diciembre**	
42,948	43,277	38,019	41,954	43,375	39,518	

(Fuente: Propia)

Tabla 0.13. Valores de Huella Hídrica Gris del sistema de enfriamiento de CTT obtenidos por Balance Global de Energía.

HUELLA HIDRICA GRIS [m^3/kW]						
	Enero	**Febrero**	**Marzo**	**Abril**	**Mayo**	**Junio**
PROMEDIO MENSUAL	62,091	52,108	52,684	56,064	54,162	59,048
Julio	**Agosto**	**Septiembre**	**Octubre**	**Noviembre**	**Diciembre**	
52,374	44,552	45,795	49,191	54,575	53,935	

(Fuente: Propia)

ANEXO X

EJEMPLO DE CALCULO TEMPERATURA SALIDA DEL CONDENSADOR

Se realiza un ejemplo de cálculo de la temperatura del agua de enfriamiento a la salida del condensador de CTGZ:

Se calcula el área de transferencia de calor del condensador, en el lado del agua de enfriamiento utilizando la ecuación (12):

$$A = 6566 * \pi(0{,}0254)(8{,}95)$$

$$A = 4689{,}3m^2$$

Se calcula la diferencia de temperatura media logarítmica del intercambiador con la ecuación (17):

$$\Delta T_{ml} = \frac{(44-37)-(44-27)}{ln\left(\frac{44-37}{44-27}\right)}$$

$$\Delta T_{ml} = \ 11{,}27°C$$

Después se calcula el coeficiente de transferencia de calor del lado del agua de enfriamiento del condensador a través de la ecuación (19):

$$\bar{h} = \frac{(22{,}85)(4178)(37-27)}{4689{,}3 * (11{,}27)}$$

$$\bar{h} = 18{,}06\ \frac{W}{m^2 K}$$

Posteriormente, calculamos la temperatura de salida del agua de enfriamiento del condensador, introduciendo los valores del área y del coeficiente de transferencia de calor del lado del agua de enfriamiento en la ecuación (15):

$$T_h(x = 9{,}623m) = 44 + (27-44) * exp\left(-\frac{(6566)(18{,}06)\pi(0{,}0254)}{(22{,}85)(4178)}(8{,}95)\right)$$

$$T_c(x = 8{,}95m) = 37\ °C$$

Para validar estos resultados, se calcula la temperatura de salida del agua de enfriamiento a través del método Efectividad-NTU detallado anteriormente:

Para un intercambiador de calor con un fluido en cambio de fase (Cr = 0) se tiene el modelo matemático ε-NTU de la ecuación (57) utilizado en la sección de validación del modelo matemático de la caldera acuotubular:

$$\varepsilon = 1 - e^{-NTU}$$

Para lo cual se tiene que calcular el calor que requiere el cambio de fase del agua saturada a vapor saturado a través de la ecuación (27):

$$q_h = 4{,}76\left[\frac{kg}{s}\right] * 2397\left[\frac{KJ}{kg * K}\right]$$

$$q_c = 11{,}41 * 10^6\ [W]$$

Se calcula el caudal de agua de enfriamiento que requiere el condensador con la ecuación (58):

$$\dot{m}_w = \frac{q_h}{Cp_w * (T_{co} - T_{ci})}$$

$$\dot{m}_g = \frac{11{,}41 * 10^6\ [W]}{4178\left[\frac{J}{kg * K}\right] * (37{,}1 - 27)[K]}$$

$$\dot{m}_g = 273{,}1\ \left[\frac{kg}{s}\right]$$

Calculamos la capacitancia térmica mínima C_{min} del intercambiador de calor con la ecuación (59):

$$C_{min} = \dot{m}_w * Cp_w$$

$$C_{min} = 273{,}1 \left[\frac{kg}{s}\right] * 4178 \left[\frac{J}{kg * K}\right]$$

$$C_{min} = 1141000 \left[\frac{W}{K}\right]$$

Se calcula la efectividad ε del intercambiador con la ecuación (2):

$$\varepsilon = \frac{11{,}41 * 10^6}{1141000 * (44 - 27)}$$

$$\varepsilon = 0{,}59$$

Se introduce este valor en la ecuación (3) y despejamos la temperatura del agua de enfriamiento a la salida del condensador:

$$\varepsilon = \frac{C_{min}(T_{co} - T_{ci})}{C_{min}(T_{hi} - T_{ci})} = \frac{C_{min}(T_{hi} - T_{ho})}{C_{min}(T_{hi} - T_{ci})}$$

$$T_{co} = \varepsilon(T_{hi} - T_{ci}) + T_{ci}$$

$$T_{co} = (0{,}59)(44 - 27) + 27$$

$$T_{co} = 37{,}03\ °C$$

ANEXO XI

GRÁFICAS RESULTANTES DE LA SIMULACIÓN DEL COMPORTAMIENTO TEMPERATURA-LONGITUD PARA LA CALDERA Y EL CONDENSADOR DE CTT

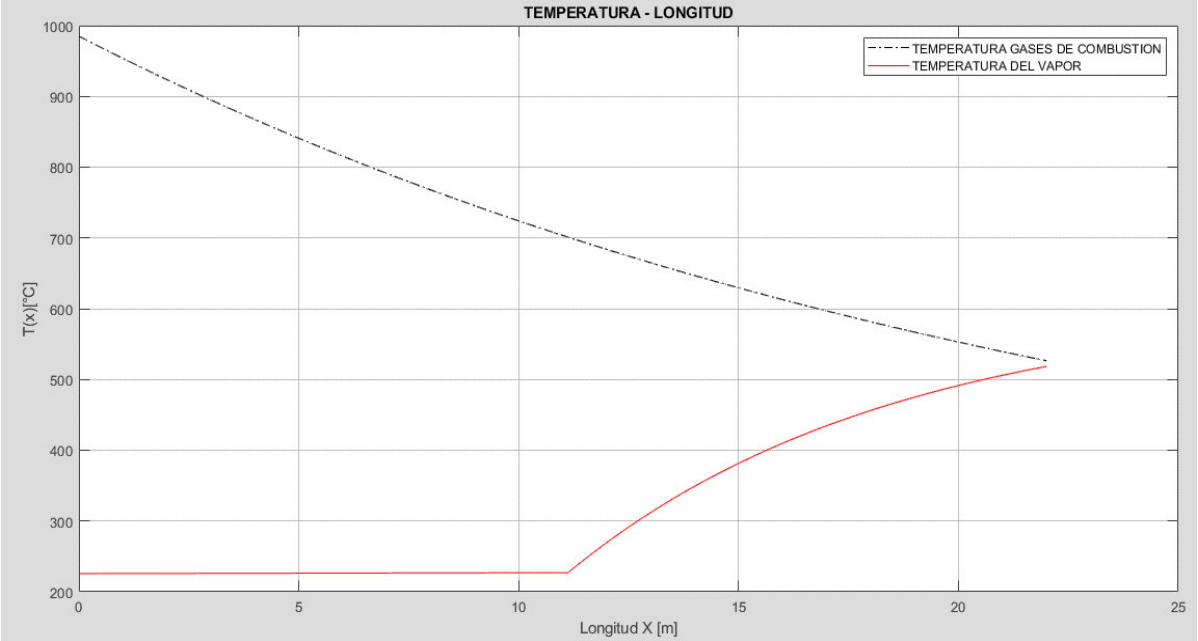

Figura 0.6. Temperatura del agua de circulación y de los gases de combustión vs Longitud de los tubos de la caldera de CTT.

(Fuente: Propia)

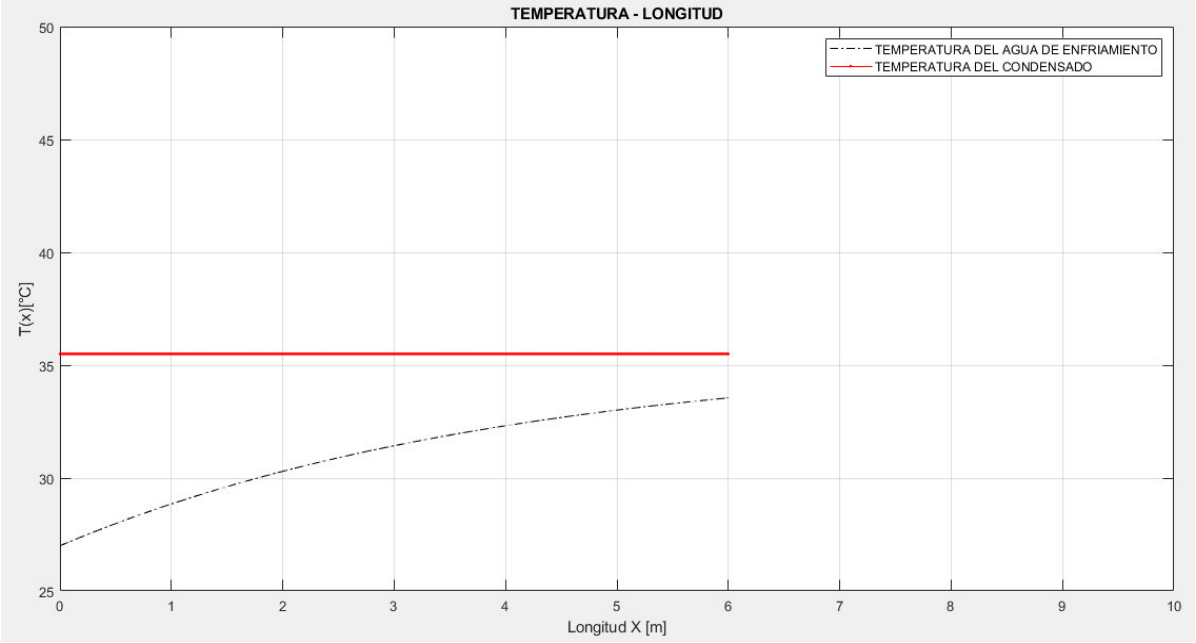

Figura 0.7. Temperatura del agua de circulación y de los gases de combustión vs Longitud de los tubos de la caldera de CTT.

(Fuente: Propia)

ANEXO XII

VALORES DE TEMPERATURA A LA SALIDA DE LOS CONDENSADORES OBTENIDOS POR ENERGIA BRUTA PRODUCIDA Y CONSUMO DE COMBUSTIBLE MENSUAL HISTORICOS

Tabla 0.14. Valores de Temperatura a la salida del condensador de CTGZ obtenidos por Energía Bruta Producida histórica.

TEMPERATURA DE SALIDA DEL AGUA DE ENFRIAMIENTO [°C] Usando Potencias						
Año	**Enero**	**Febrero**	**Marzo**	**Abril**	**Mayo**	**Junio**
2000	35,0	34,4	33,7	34,6	33,9	35,1
2001	35,0	34,4	33,2	34,5	34,0	35,3
2002	35,0	34,2	33,2	34,5	34,2	35,2
2003	35,2	34,3	33,4	35,0	34,6	35,3
2004	35,2	34,2	33,6	34,8	34,2	35,6
2005	35,1	34,8	33,8	34,9	34,5	
2006	35,1	34,5	33,5	34,5	33,8	35,8
2007	35,1	34,3	33,4	34,4	33,7	34,8
2008	35,2	34,8	33,7	35,1	34,7	35,2
2009	35,5	34,4	33,3	34,4	34,3	35,6
2010	35,0	34,3	33,4	34,3	34,2	35,7
2011	34,9	34,2	33,2	34,4	33,8	35,2
2012	35,3	34,7	33,7	34,9	34,2	35,2
2013	35,0	34,3	33,3	34,4	33,6	34,8
2014	34,9	34,3	33,4	34,3	33,7	35,1
2015	35,1	34,5	33,5	35,3	34,4	35,1
2016	35,2	34,5	33,6	34,8	34,1	35,3
2017	35,3	35,0	33,9	34,9	34,1	35,4
2018	35,6	34,8	33,7	34,7	34,0	35,6
2019	35,6	34,9	33,7	34,7	33,9	35,1
2020	35,4	34,7	33,9	34,9	34,1	35,2
PROMEDIO MENSUAL	**35,2**	**34,5**	**33,5**	**34,7**	**34,1**	**35,3**

Julio	**Agosto**	**Septiembre**	**Octubre**	**Noviembre**	**Diciembre**
33,8	39,5	32,4	32,8	34,1	33,6
33,7	38,4	32,8	32,5	34,0	33,5
33,9	37,3	32,9	32,8	34,8	33,7
33,9	34,1	32,1	32,7	34,2	34,1
34,2	33,3	32,4	32,6	34,1	33,7
33,6	34,0	32,1	32,7	34,4	33,8
34,3	34,1	32,1	32,5	34,1	33,9
33,7	34,1		33,2	35,2	34,2
33,6	34,1	32,2	32,8	34,4	33,6
33,5	34,1	32,0	32,6	34,1	33,6
33,3	34,1	32,2	32,5	34,0	33,6
33,8		32,5	32,7	34,2	33,7

33,6	34,1	32,9			34,1
33,2	34,2				34,1
33,9		32,1	32,7	34,1	33,6
33,5	34,1	32,2	32,7	34,2	33,7
33,8	34,1	32,9		34,2	33,6
34,1	37,5	32,7	33,2	34,6	34,2
			33,2	34,3	34,2
33,6	44,0	33,2	32,9	34,6	34,1
33,7	34,0	33,1		34,4	34,3
33,7	**35,5**	**32,5**	**32,8**	**34,3**	**33,8**

(Fuente: Propia)

Tabla 0.15. Valores de Temperatura a la salida del condensador de CTT obtenidos por Energía Bruta Producida histórica.

TEMPERATURA DE SALIDA DEL AGUA DE ENFRIAMIENTO [°C] Usando Potencias						
Año	**Enero**	**Febrero**	**Marzo**	**Abril**	**Mayo**	**Junio**
2000	29,1	28,4	27,5			29,0
2001	29,1	28,5				
2002	29,1	28,4	27,4	28,4		29,0
2003	29,1	28,4	27,4	28,4	27,8	28,9
2004	29,1	28,4	27,4	28,4		
2005	29,1	28,4	27,5	28,5	27,8	29,0
2006	29,1		27,5		27,8	28,9
2007	29,1	28,4	27,5	28,5	27,7	29,0
2008	29,1	28,4		28,5	27,8	28,9
2009				28,4	27,7	28,9
2010	29,1	28,4	27,4	28,4	27,7	28,9
2011					27,7	28,9
2012				28,4	27,8	28,9
2013	29,1	28,5	27,4	28,4	27,7	28,9
2014	29,2	28,4	27,4	28,4	27,7	
2015	29,1	28,4	27,4	28,4	27,7	29,0
2016	29,2	28,5	27,4	28,4	27,7	28,9
2017		28,5	27,5	28,5	27,8	29,0
2018		28,5	27,5	28,5	27,8	
2019	29,2	28,5	27,5			29,0
2020		28,5				
PROMEDIO MENSUAL	**29,1**	**28,4**	**27,4**	**28,4**	**27,7**	**28,9**

Julio	**Agosto**	**Septiembre**	**Octubre**	**Noviembre**	**Diciembre**
	25,5	28,5	26,8	28,2	27,7
27,4	25,5	28,4	26,7	28,2	27,7
27,4	25,5	28,4	26,8	28,3	27,7
27,4	25,4			28,2	27,7
					27,8
27,3	25,4	28,4	26,7	28,2	27,7
27,3	25,4	28,4	26,7	28,2	27,7
	25,5	28,4	26,7	28,3	27,7
27,3	25,4	28,4	26,7	28,2	27,7
27,3	25,4	28,4	26,7	28,2	27,7

27,3		28,4	26,7	28,2	27,7
27,3	25,4	28,5	26,7	28,2	27,8
27,4	25,5	28,4	26,7	28,2	27,7
		28,4	26,7	28,2	27,7
		28,4	26,7	28,3	27,7
	25,4	28,4	26,7	28,3	
27,4	25,5				
27,4	25,5	28,5	26,8		
27,4	25,5	28,5			
27,4	25,5		26,8		
27,4	**25,5**	**28,4**	**26,7**	**28,2**	**27,7**

(Fuente: Propia)

Tabla 0.16. Valores de Temperatura a la salida del condensador de CTGZ obtenidos por Consumo de Combustible histórico.

TEMPERATURA DE SALIDA DEL AGUA DE ENFRIAMIENTO [°C] Usando Combustible						
Año	**Enero**	**Febrero**	**Marzo**	**Abril**	**Mayo**	**Junio**
2000	35,0	34,6	34,0	34,7	34,1	35,1
2001	35,0	34,5	33,5	34,6	34,2	35,2
2002	35,0	34,4	33,5	34,6	34,4	35,1
2003	35,2	34,5	33,7	35,1	34,0	35,2
2004	35,2	34,4	33,8	34,8	34,5	35,2
2005	35,1	34,8	34,2	34,9	35,9	
2006	35,1	34,6	33,7	34,5	33,9	36,4
2007	35,1	34,4	33,7	34,5	33,9	34,9
2008	35,2	34,9	34,1	35,1	34,2	35,2
2009	35,3	34,5	33,5	34,5	34,7	34,3
2010	35,0	34,5	33,6	34,4	34,6	36,5
2011	35,0	34,4	33,5	34,5	34,1	35,1
2012	35,2	34,7	33,9	34,9	34,4	35,1
2013	35,1	34,4	33,5	34,5	33,8	34,9
2014	35,0	34,4	33,7	34,5	34,0	35,1
2015	35,1	34,6	33,7	35,3	36,2	35,1
2016	35,1	34,5	33,9	34,8	34,3	35,2
2017	35,3	35,0	34,3	34,9	34,3	35,2
2018	35,4	34,9	33,9	34,7	34,2	35,2
2019	35,4	34,9	34,0	34,7	34,1	35,1
2020	35,3	34,8	34,2	34,9	34,4	35,2
PROMEDIO MENSUAL	**35,2**	**34,6**	**33,8**	**34,7**	**34,4**	**35,2**

Julio	**Agosto**	**Septiembre**	**Octubre**	**Noviembre**	**Diciembre**
34,3	35,3	32,9	33,2	34,3	33,8
34,0	35,3	34,1	32,9	34,2	33,8
34,7	35,4	36,0	33,2	35,0	33,9
34,6	34,7	32,6	33,1	34,4	34,4
33,3	35,1	32,9	33,0	34,3	33,9
33,9	34,5	32,5	33,0	34,6	33,9
33,8	34,6	32,5	32,9	34,3	34,0

34,0	34,9	33,0	33,7	35,1	34,4
34,0	34,5	32,7	33,1	34,5	33,8
33,8	34,6	32,5	33,0	34,3	33,8
33,6	34,6	32,6	32,9	34,2	33,8
34,3	35,4	33,3	33,1	34,4	34,0
33,9	34,6	34,7			34,4
33,4	34,8			35,2	34,3
34,7	35,2	32,5	33,1	34,2	33,8
33,8	34,6	32,7	33,0	34,3	33,9
34,1	34,8	34,7	33,0	34,4	33,8
32,0	35,4	33,6	33,9	34,7	34,5
33,9	35,4	32,3	34,0	34,5	34,4
33,9	35,3	32,0	33,3	34,7	34,4
34,1	34,9	31,6		34,5	34,6
33,9	**34,9**	**33,1**	**33,2**	**34,5**	**34,1**

(Fuente: Propia)

Tabla 0.17. Valores de Temperatura a la salida del condensador de CTT obtenidos por Consumo de Combustible histórico.

TEMPERATURA DE SALIDA DEL AGUA DE ENFRIAMIENTO [°C] Usando Combustible						
Año	**Enero**	**Febrero**	**Marzo**	**Abril**	**Mayo**	**Junio**
2000	30,2	30,0	29,4			30,6
2001	30,1	30,4				25,5
2002	30,1	29,9	29,0	30,1		30,6
2003	30,1	29,9	29,1	30,0	29,7	30,5
2004	30,1	29,9	29,3	30,0		
2005	30,1	30,0	29,5	30,2	30,1	30,6
2006	30,2		29,3		30,2	30,4
2007	30,2	30,0	29,6	30,2	29,4	30,5
2008	30,1	30,0		30,1	29,6	30,4
2009	25,7		24,0	30,1	29,4	30,4
2010	30,1	30,0	29,3	29,9	29,3	30,4
2011	25,7			30,7	29,5	30,4
2012	25,7		24,0	30,1	29,6	30,5
2013	30,1	30,3	29,1	29,9	29,3	30,5
2014	30,2	29,9	29,1	30,0	29,3	
2015	30,1	30,0	29,1	30,0	29,4	30,6
2016	30,2	30,2	29,1	30,0	29,3	30,4
2017		30,3	29,9	30,2	30,1	30,6
2018		30,2	29,5	30,2	29,7	
2019	30,2	30,3	29,4			30,6
2020	25,7	30,2				
PROMEDIO MENSUAL	**29,2**	**30,1**	**28,7**	**30,1**	**29,6**	**30,2**

Julio	**Agosto**	**Septiembre**	**Octubre**	**Noviembre**	**Diciembre**
	27,8	30,6	28,9	29,8	29,3
29,3	28,1	28,3	28,4	29,7	29,4
29,4	27,9	28,0	28,8	30,0	29,3
29,5	27,3			29,8	29,4

					29,9
29,0	27,2	28,2	28,7	29,8	29,5
29,0	27,5	28,3	28,4	29,7	29,4
23,9	31,0	28,3	28,5	30,0	29,4
29,1	27,3	28,0	28,6	29,8	29,4
29,0	27,5	28,1	28,4	29,8	29,4
29,1		28,3	28,4	29,7	29,3
29,2	27,4	29,9	28,6	29,9	30,3
29,4	28,4	28,0	28,4	29,7	29,3
		28,0	28,4	29,9	29,3
	27,4	27,9	28,4	29,9	29,3
	27,7	28,0	28,4	30,0	
29,3	28,3				
29,4	28,2	28,8	28,8	30,6	
29,4	28,3	28,6			24,3
29,4	28,2	22,8	29,2		24,3
28,9	**28,0**	**28,1**	**28,6**	**29,9**	**28,8**

(Fuente: Propia)

ANEXO XIII

DATOS HISTORICOS DE LAS CENTRALES TERMICAS DE ESTUDIO

Tabla 0.17. Datos históricos de Potencia Bruta Producida CTGZ.

ENERGIA BRUTA PRODUCIDA [MW]						
Año	**Enero**	**Febrero**	**Marzo**	**Abril**	**Mayo**	**Junio**
2000	69,5	60,6	44,2	52,1	52,1	50,5
2001	69,0	63,7	71,9	56,7	45,6	38,7
2002	69,8	71,7	70,8	55,8	36,2	45,8
2003	56,9	65,3	59,8	25,9	8,3	37,3
2004	54,4	72,2	53,5	42,3	34,9	24,4
2005	60,8	42,1	37,3	33,4	18,1	0,0
2006	61,3	54,6	55,3	57,8	58,8	10,9
2007	62,6	65,6	63,0	32,8	35,7	34,8
2008	56,0	38,3	43,5	21,7	5,1	45,2
2009	41,2	65,3	69,6	60,7	27,9	20,0
2010	69,9	66,3	64,6	69,0	30,6	12,1
2011	71,6	67,5	70,5	62,0	51,7	45,6
2012	50,0	47,0	46,9	34,4	36,2	46,4
2013	68,4	70,3	69,8	60,8	70,1	70,2
2014	71,9	70,1	64,6	67,6	60,6	50,7
2015	62,6	55,3	57,5	6,8	20,0	50,9
2016	60,2	59,0	49,2	41,4	40,5	42,0
2017	49,4	25,8	32,7	31,8	41,1	32,8
2018	32,5	37,4	48,2	46,3	48,0	24,3
2019	34,3	34,2	46,4	46,9	50,8	49,2
2020	46,9	44,6	36,7	34,5	37,4	43,2

PROMEDIO MENSUAL	**58,1**	**56,0**	**55,1**	**44,8**	**38,6**	**36,9**

Julio	Agosto	Septiembre	Octubre	Noviembre	Diciembre
34,1	8,6	53,6	54,6	69,5	69,8
40,7	6,9	29,3	70,8	72,0	71,1
25,5	3,5	22,7	57,8	26,6	64,5
27,9	53,2	65,1	63,4	63,4	39,7
7,7	23,2	52,5	65,2	70,1	62,4
46,5	66,1	69,2	64,3	48,3	59,7
2,4	59,1	69,2	70,3	65,7	53,2
46,8	33,8	0,0	17,4	42,5	39,2
43,6	63,0	62,8	59,6	52,5	68,4
53,2	60,4	71,4	66,3	68,6	67,9
61,3	59,5	63,5	71,2	71,1	70,9
31,8	0,0	41,4	60,9	58,2	59,1
45,0	56,6	23,8	0,0	0,0	40,5
70,7	45,8	0,0	0,0	0,0	42,3
26,9	12,8	69,9	61,8	70,4	68,5
49,2	57,3	61,5	64,1	64,9	62,6
36,2	37,6	24,2	0,0	60,4	66,3
12,1	4,2	33,2	33,4	39,0	32,6
0,0	0,0	0,0	34,7	56,6	36,2
48,5	10,8	4,3	54,1	42,3	38,1
37,8	32,5	6,6	16,4	53,9	29,9
35,6	**33,1**	**39,3**	**47,0**	**52,2**	**54,4**

(Fuente: [39])

Tabla 0.18. Datos históricos de Consumo de Combustible CTGZ.

CONSUMO DE COMBUSTIBLE [galones]						
Año	**Enero**	**Febrero**	**Marzo**	**Abril**	**Mayo**	**Junio**
2000	3680719	2932639	2435706	2739419	2824111	2629854
2001	3717192	3119121	3876017	3015769	2560506	2110994
2002	3748751	3490183	3900702	3005758	2076012	2497439
2003	3040978	3131512	3182854	1334245	480735	1961802
2004	2945197	3502153	2931626	2252165	1949985	1361873
2005	3285392	2103257	2119674	1857660	1118198	0
2006	3474367	2832340	3209811	3242207	3398055	632774
2007	3544666	3513498	3361551	3318920	3423763	3567249
2008	3011128	1923451	2388907	1152441	284252	2368108
2009	2287022	3193794	3776892	3274019	1564191	1044817
2010	3756368	3262364	3544849	3668669	1673153	645870
2011	3835290	3314148	3838428	3354263	2913399	2457862

2012	2830168	2428170	2690643	1917366	2140933	2626685
2013	3605944	3403845	3755070	3184434	3719828	3605837
2014	3804209	3359957	3436514	3488689	3287833	2716757
2015	3428019	2788791	3205259	389593	1086258	2683116
2016	3482243	3022192	2838256	2347685	2353987	2360707
2017	2782708	1492056	1962050	1835113	2385538	1855905
2018	1885212	1961878	2743844	2543127	2704576	1385504
2019	1925752	1738085	2532186	2479236	2759426	2583480
2020	2565870	2238546	2115554	1937175	2129653	2337133
PROMEDIO MENSUAL	**3173199,7**	**2797713,3**	**3040304,5**	**2492283,6**	**2230209,2**	**2068274,5**

Julio	Agosto	Septiembre	Octubre	Noviembre	Diciembre
1833016	475803	2815215	2961952	3563357	3751391
2268610	379307	1532754	3784755	3725424	3798136
1514836	213018	1170560	3065645	1485296	3442617
1581954	2829528	3318676	3340269	3268892	2177293
450449	1231676	2724326	3441633	3582094	3357085
2546047	3580869	3638286	3522887	2584039	3321209
136823	3275077	3669073	3893751	3559603	3026971
2260064	1928564	2477905	2144720	110609	2050882
2368507	3326034	3231963	3189787	2735796	3630129
2869569	3233923	3664216	3538276	3534907	3651907
3287977	3218804	3305072	3780128	3668676	3789694
1805369	0	2167010	3301912	3042911	3193146
2628296	3244191	1341713	0	0	2146591
3763490	2432017	0	0	0	2235305
1512294	693842	3565779	3302453	3627569	3705529
2700926	3120636	3254792	3524954	3537241	3558819
2128355	2220226	1350894	0	3210365	3675262
740283	248129	1842513	1915964	2131406	1858186
0	0	0	1831132	2912206	2004762
2645254	599084	224483	2860636	2231948	2098023
2141761	1876981	371222	912806	2804519	1717323
1961137,1	**1815605,2**	**2174592,9**	**2586364,8**	**2634136,1**	**2961440,9**

(Fuente: [39])

Tabla 0.19. Datos históricos de Potencia Bruta Producida CTT.

ENERGIA BRUTA PRODUCIDA [MW]						
Año	**Enero**	**Febrero**	**Marzo**	**Abril**	**Mayo**	**Junio**
2000	100,5	112,1	72,3	0,1	43,5	59,5
2001	127,6	65,9	0,0	0,0	0,0	48,8
2002	127,6	128,2	131,0	83,9	0,0	60,0
2003	122,9	127,0	111,8	99,9	67,4	86,5
2004	118,5	125,2	85,5	112,3	9,4	0,0
2005	128,7	99,4	70,3	67,4	58,0	65,3
2006	97,8	52,5	82,2	0,0	57,2	100,8
2007	83,9	109,7	66,9	67,8	101,4	75,3
2008	110,2	93,2	18,1	79,4	74,3	109,5
2009	37,8	0,0	29,3	84,6	100,2	112,6

2010	126,2	99,4	85,3	129,0	128,3	122,3
2011	25,1	0,0	0,0	53,5	93,3	102,5
2012	0,0	0,0	38,5	87,9	76,7	89,1
2013	116,7	63,6	101,2	131,0	120,1	85,1
2014	78,5	130,9	113,1	96,7	121,5	22,4
2015	117,0	113,4	111,2	111,6	101,7	62,0
2016	82,4	74,8	111,5	95,9	129,2	120,6
2017	4,6	62,9	54,2	65,7	54,1	64,0
2018	47,7	68,1	66,5	70,8	64,7	33,6
2019	63,5	62,7	66,6	0,1	11,8	62,1
2020	38,1	69,0	46,3	0,0	0,6	13,9
PROMEDIO MENSUAL	**83,6**	**79,0**	**69,6**	**68,5**	**67,3**	**71,2**

Julio	**Agosto**	**Septiembre**	**Octubre**	**Noviembre**	**Diciembre**
29,1	78,2	55,2	77,4	126,4	120,4
76,3	68,9	89,9	127,5	132,6	111,9
66,8	74,6	119,1	81,7	81,6	129,0
66,0	111,0	21,5	0,0	108,8	97,7
0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	62,4
115,3	124,2	94,1	88,3	103,1	91,1
113,1	97,3	91,8	119,0	128,6	101,6
37,9	49,9	89,6	106,5	73,1	108,6
95,6	111,4	114,5	92,8	107,6	99,9
105,0	92,0	104,4	126,0	122,7	103,8
90,3	0,0	91,0	130,1	130,1	128,0
86,3	105,2	54,6	91,5	92,8	54,5
68,5	64,8	118,5	127,4	128,0	121,6
45,3	0,0	125,7	120,1	97,4	129,5
38,8	100,5	127,7	117,4	82,9	122,8
7,5	84,7	115,4	122,6	82,2	43,0
76,4	66,5	0,0	0,0	0,0	0,8
46,4	17,6	0,0	0,0	0,0	0,0
66,2	63,5	65,7	78,1	50,9	34,5
65,5	60,9	70,7	12,5	0,0	0,0
65,4	64,1	47,0	59,9	0,0	47,9
64,8	**68,3**	**76,0**	**79,9**	**78,5**	**81,4**

(Fuente: [39])

Tabla 0.20. Datos históricos de Consumo de Combustible CTT.

CONSUMO DE COMBUSTIBLE [galones]						
Año	**Enero**	**Febrero**	**Marzo**	**Abril**	**Mayo**	**Junio**
2000	4494872	4565536	3338963	1193	2073609	2741060
2001	5748737	2684613	0	0	0	2225802
2002	5750636	5257278	5964291	3792516	0	2676429
2003	5552837	5194831	5051248	4447898	3258499	3925510
2004	5384288	5138774	3917652	4973331	455587	0
2005	5810509	4134703	3300218	3096435	2672700	3014002

2006	4576213	2208344	3793640	0	2592461	4455093
2007	3858956	4562474	3040782	3036822	4686323	3486764
2008	5194974	4078091	879176	3591700	3579888	4886905
2009	1830575	0	1356441	3743417	4650709	5019990
2010	5804279	4165450	3895844	5762620	5956831	5437615
2011	1164236	0	0	2373788	4275037	4570165
2012	0	0	1808326	3981952	3617476	4050658
2013	5420066	2716269	4699642	5796836	5526555	3845408
2014	3588483	5386151	5139381	4286868	5584471	997782
2015	5388344	4762690	5162337	5020741	4797944	2837651
2016	3903562	3107206	5109032	4263714	5914053	5363721
2017	226450	2795722	2676214	3104687	2620614	2988495
2018	2348349	3004663	3198266	3327082	3196111	1604453
2019	3143868	2836740	3402731	1893	579955	2956960
2020	1887711	3043073	2278228	3096	32168	659913
PROMEDIO MENSUAL	**3860854,5**	**3316314,7**	**3238686,3**	**3076504,2**	**3146237,7**	**3225922,7**

Julio	**Agosto**	**Septiembre**	**Octubre**	**Noviembre**	**Diciembre**
1390982	3630711	2362283	3476228	5440686	5377149
3551284	3217364	3944116	5688843	5741395	5030849
3179304	3527261	5199284	3685746	3675706	5814659
3163497	5063643	940419	0	4746155	4472203
0	0	0	0	0	2839800
5238715	5644538	4232522	4088260	4593514	4249762
5135854	4430894	3997870	5384809	5645895	4613346
1810390	2311256	3992630	4901946	3498211	5049840
4445572	5070090	5061084	4289274	4843328	4589958
4888229	4222693	4621133	5741481	5422576	4757056
4171454	0	3989153	5932687	5721323	5832266
4081176	4925312	2488225	4240462	4173665	2523719
3205460	2965926	5262096	5802570	5655930	5575662
2097145	0	5513277	5456562	4283808	5888546
1837547	4665043	5646220	5437837	3713188	5627044
357372	3899810	5094385	5606904	3644592	2118969
3620725	3049717	0	0	0	44062
2245380	856538	0	0	0	0
3224560	3107481	3098373	3752569	2382131	1692810
3215916	3005064	3348915	606055	0	0
3244896	3155604	2262146	2930553	566	2300692
3052640,9	**3178521,2**	**3383530**	**3667751,7**	**3484889**	**3733256,8**

(Fuente: [39])