

Área del Conocimiento de Agricultura

EVALUACIÓN Y PROPUESTA DE MEJORA DE INTERCAMBIADORES DE CALOR DE ACEITE, SELLO Y AIRE, EN INGENIO SAN ANTONIO, CHICHIGALPA, 2022-2023

Trabajo monográfico para optar al título de
Ingeniero Químico

Elaborado por:

Br. Edith Lizamar
Luna
2019.0928U

Tutora:

Br. Elizabeth Cristina
Montalvan Torres
2019.0923U

Asesores:

MSc. Luz Violeta
Molina Gómez

Ing. Marcelo Eduardo
Moncada Urbina
Ing. Silvio José Varela
Vélez

15 de noviembre de 2024

Managua, Nicaragua

AGRADECIMIENTO

Principalmente ofrecemos nuestro agradecimiento a Dios, por las abundantes bendiciones que nos ha brindado día a día y éstas nos han permitido alcanzar una meta más en nuestras vidas.

A nuestros padres por su amor incondicional en todo momento y por brindarnos la oportunidad de formarnos como profesionales confiando en nosotras, además de ser el motor fundamental para culminar esta etapa.

Así mismo, a nuestra tutora M.Sc. Luz Violeta Molina Gómez, por su paciencia, amistad y dedicación de su valioso tiempo para guiarnos en las etapas de desarrollo del trabajo monográfico.

De igual manera, retribuimos nuestro agradecimiento al Ingenio San Antonio (ISA), por proporcionar el material de apoyo para el desarrollo del estudio, especialmente a los asesores Ing. Marcelo Moncada e Ing. Silvio Varela.

Para finalizar, se agradece a nuestra alma mater Universidad Nacional de Ingeniería (UNI), principalmente a los docentes de la carrera de Ingeniería Química, por enseñarnos y compartir sus conocimientos, que contribuyeron a nuestra formación profesional.

RESUMEN

El presente trabajo monográfico se enfoca en el rendimiento de intercambiadores de calor, con el objetivo de mejorar la eficiencia energética y la transferencia de calor en su aplicación industrial para la generación de energía. Se llevó a cabo un exhaustivo estudio teórico y experimental para analizar diferentes aspectos clave que afectan el rendimiento de estos dispositivos.

En primer lugar, se realizó un análisis detallado de los diferentes tipos de intercambiadores de cada turbina, donde se evaluó la eficiencia.

En segundo lugar, se calculó las pérdidas hidráulicas con la ecuación de Bernoulli. Después, se diseñó una propuesta de mejora para la incrementar la eficiencia de los equipos evaluados.

Por último, se estimó la pérdida energética en cada turbina y su equivalencia monetaria, para determinar la viabilidad económica de la propuesta presentada.

Los resultados de este estudio fueron los siguientes: los intercambiadores de sello de las turbinas 2, 3 y 4, no mostraron ineficiencia significativa, mientras los intercambiadores de aceite y aire presentaron una considerable baja eficiencia. al igual que el condensador de superficie y condensadores de la turbina 1. Por otro lado, existe una pérdida hidráulica significativa debido a los cambios de diámetro de tubería y accesorios presentes en el sistema, lo que al final influye en la disminución de producción de energía con un total de 20.96 MWh para las cuatro turbinas.

Por tanto, estos resultados proporcionan nuevas perspectivas sobre cómo mejorar el rendimiento de los intercambiadores de calor, lo que provoca un impacto significativo en la eficiencia energética y la rentabilidad de las operaciones industriales. Así, el trabajo contribuye con el Plan Nacional de Lucha contra la Pobreza y para el Desarrollo Humano 2022-2026, específicamente con el eje 7 (más y mejor producción), ya que la propuesta, una vez implementada, incrementará la producción de energía eléctrica en este sistema.

TABLA DE CONTENIDO

I.	INTRODUCCIÓN	1
II.	OBJETIVOS	2
2.1	Objetivo General	2
2.2	Objetivos específicos	2
III.	MARCO TEÓRICO.....	3
3.1	Generación de energía	3
3.2	Descripción de equipos.....	3
3.2.1	Turbina.....	3
3.2.2	Intercambiador de calor	4
3.2.2.1	Intercambiador de tubo y coraza	4
3.2.2.2	Condensador	4
3.2.2.3	Condensador de superficie	5
3.2.2.4	Intercambiador de sello.....	5
3.2.2.5	Intercambiador de aire	5
3.2.2.6	Intercambiador de aceite	6
3.2.3	Torre de enfriamiento.....	6
3.3	Modelo matemático de número de unidades de transferencia térmica (NUT) para la evaluación de intercambiadores de calor	6
3.4	Ecuación de Bernoulli	7
3.5	Análisis económico de reemplazo.....	7
3.5.1	Costo anual uniforme equivalente (CAUE)	7
IV.	METODOLOGIA.....	8
4.1	Localización del estudio	8
4.2	Procedimiento de evaluación de los intercambiadores de calor	10
4.3	Cálculo de pérdidas hidráulicas	14
4.4	Propuesta para mejorar las condiciones actuales desde el punto de vista operacional, mecánico, químico y económico.	16
4.5	Viabilidad económica de optimizar el sistema de alimentación de agua a los enfriadores de aceite	17
V.	DISCUSIÓN DE RESULTADOS	18
5.1.	Evaluación de intercambiadores de calor	18
5.1.1.	Turbina 1 (TG1).....	18
5.1.1.1	Condensador de superficie	19

5.1.1.2	Condensador	21
5.1.1.3	Intercambiador de aceite	22
5.1.1.4	Intercambiador de sello.....	23
5.1.2	Turbina 2 (TG2).....	24
5.1.2.1	Intercambiador de sello.....	24
5.1.2.2	Intercambiador de aire	25
5.1.2.3	Intercambiador de aceite	27
5.1.3	Turbina 3 (TG3).....	28
5.1.3.1	Intercambiador de sello.....	28
5.1.3.2	Intercambiador de aire	29
5.1.3.3	Intercambiador de aceite	31
5.1.4	Turbina 4 (TG4).....	32
5.1.4.1	Intercambiador de sello.....	32
5.1.4.2	Intercambiador de aire	33
5.1.4.3	Intercambiador de aceite	34
5.2	Cálculo de las pérdidas hidráulicas.....	36
5.3	Propuesta para mejorar las condiciones actuales desde el punto de vista operacional, mecánico, químico y económico	36
5.4	Viabilidad económica de optimizar el sistema de alimentación de agua a los enfriadores de aceite	37
5.5	Limitaciones de estudio	38
VI.	CONCLUSIONES	39
VII.	RECOMENDACIONES.....	40
VIII.	BIBLIOGRAFÍA.....	41
IX.	ANEXOS	44
9.1	Costo de energía por el Instituto Nicaragüense de Energía (INE)	44
9.2	Condiciones actuales del Condensador de Superficie TG1	45
9.3	Ilustraciones de los intercambiadores de calor	46
9.4	Diagrama actual de las líneas del sistema de enfriamiento provenientes de la torre de enfriamiento hacia los intercambiadores de calor de cada turbina	49
9.5	Tablas de resultados.....	50
9.5.1	Propuesta de diámetro de cada intercambiador	50
9.5.2	Viabilidad económica de optimizar el sistema de alimentación de agua a los enfriadores de aceite	51
9.6	Fichas Técnicas de los materiales propuestos	52

9.6.1	Ficha técnica de codo de acero inoxidable.....	52
9.6.2	Ficha técnica de tubería de acero inoxidable	53
9.6.3	Ficha técnica de reductores de acero inoxidable.....	53
9.6.4	Ficha técnica válvula de compuerta flexible acero inoxidable	54
9.7	Propuesta de línea de alimentación de tubería de agua del sistema de enfriamiento	54

Lista de Ecuaciones

Ec. 1: Balance de energía	10
Ec. 2: Flujo másico del fluido frío.....	10
Ec. 3: Flujo másico del fluido caliente.....	11
Ec. 4: Media logarítmica de temperatura (MLDT).....	11
Ec. 5: Capacidad calorífica del fluido caliente	11
Ec. 6: Capacidad calorífica del fluido frío	11
Ec. 7: Relación de capacidad (“r”)	12
Ec. 8: Calor máximo	12
Ec. 9: Calor transferido.....	12
Ec. 10: Coeficiente global de transferencia de calor.....	12
Ec. 11: Número de unidades de transferencia.....	13
Ec. 12: Efectividad ϵ	13
Ec. 13: Coeficiente adimensional β	13
Ec. 14: Eficacia.....	13
Ec. 15: Ecuación de Bernoulli.....	14
Ec. 16: Pérdidas totales.....	14
Ec. 17: Pérdidas primarias	14
Ec. 18: Número de Reynolds.....	15
Ec. 19: Factor de fricción para flujo laminar	15
Ec. 20: Factor de fricción para flujo turbulento	15
Ec. 21: Pérdidas secundarias	15
Ec. 22: Caudal	16
Ec. 23: Velocidad del fluido	16
Ec. 24: Área de sección transversal	16
Ec. 25: Costo total del proyecto.....	16
Ec. 26: Producción de energía eléctrica	17
Ec. 27: Costo de energía eléctrica.....	17

Tablas de Resultados

Tabla 1: Intercambiadores de calor asociados con las turbinas del área de generación de energía del Ingenio San Antonio.	18
Tabla 2: Condensador de superficie - TG1.....	20
Tabla 3: Condensador (Chimbos) - TG1	21
Tabla 4: Intercambiador de aceite - TG1	22
Tabla 5: Intercambiador de sello - TG1	23
Tabla 6: Intercambiador de sello - TG2	25
Tabla 7: Intercambiador de aire - TG2.....	26
Tabla 8: Intercambiador de aceite - TG2	27
Tabla 9: Intercambiador de sello - TG3	29
Tabla 10: Intercambiador de aire - TG3.....	30
Tabla 11: Intercambiador de aceite - TG3	31
Tabla 12: Intercambiador de sello - TG4	33
Tabla 13: Intercambiador de aire - TG4.....	34
Tabla 14: Intercambiador de aceite - TG4	35
Tabla 15: Propuesta de diámetro - TG2	50
Tabla 16: Propuesta de diámetro - TG3	52
Tabla 17: Propuesta de diámetro - TG4	51
Tabla 18: Producción de energía eléctrica	51
Tabla 19: Valor de energía que se esperaría producir anualmente.....	51
Tabla 20: Valor del 80% anual de energía a generar y pérdida económica anual.....	53

Lista de Ilustraciones

Figura 1: Mapa de ubicación de Chichigalpa, Chinandega, Nicaragua	8
Figura 2: Mapa de ubicación del Ingenio San Antonio, Chichigalpa, Chinandega, Nicaragua	9
Figura 3: Sistema de la turbina 1	19
Figura 4: Esquema de turbina 2	24
Figura 5: Esquema Turbina 3	28
Figura 6: Sistema de turbina 4.....	32
Figura 7: Tarifas actualizadas del costo de energía vigente en febrero del 2024.....	44
Figura 8: Números de tubos totales y obstruidos del intercambiador de superficie – TG 1	45
Figura 9: Condensador	46
Figura 10: Intercambiador de Aceite - TG1	47
Figura 11: Intercambiador de Aire - TG2	47
Figura 12: Intercambiador de Aceite - TG2	48
Figura 13: Intercambiador de Sello - TG3	48
Figura 14: Diagrama del sistema desde torre de enfriamiento hasta los intercambiadores de calor de cada turbina a.....	49

I. INTRODUCCIÓN

Los intercambiadores de calor de tubo y coraza son ampliamente utilizados en la industria y se caracterizan por tener consideraciones de diseño bien definidas. Consisten en una estructura de tubos pequeños colocados en el interior de un casco de mayor diámetro, que permite realizar un intercambio térmico entre dos fluidos. Además, estos equipos forman parte importante de las operaciones y procesos de diferentes industrias. Por tanto, es deseable mejorar la eficiencia de conversión de la energía, rendimiento térmico y la recuperación de calor residual.

El presente estudio fue propuesto por el Ing. Silvio Varela (jefe de laboratorio de Calderas del Ingenio San Antonio, municipio de Chichigalpa, departamento de Chinandega), quien identificó una deficiencia en la producción de energía. Por tanto, en el período de pasantía (realizada entre diciembre del 2022 y febrero del 2023), se planteó realizar esta monografía, para evaluar los intercambiadores de calor del área de cogeneración, con la finalidad de determinar cuáles son las causas que provocan el bajo rendimiento de dichos equipos y realizar propuesta de mejora.

Se revisó varias investigaciones, como antecedentes de este estudio: Evaluación técnica del área de precalentado de jugo clarificado en el Ingenio San Antonio durante la zafra 2016-2017 (Cruz, 2020); Evaluación del sistema de transferencia de calor para el aire de secado del café en el Beneficio Central de Coopetarrazú (Castillo, 2022); Evaluación térmico-hidráulica de un intercambiador de calor de tubo y coraza para el calentamiento de acetona (Pérez, Segura *et al*, 2021). También algunos artículos sobre diseño de intercambiadores de calor desarrollados a nivel latinoamericano (Pérez & Pérez, 2019; Pérez, Pérez *et al*, 2021 y Pérez, Pérez, *et al*, 2019), pero no se contó con ninguno específico para ingenios azucareros.

Para evaluar los intercambiadores se aplicó el método del número de unidades de transferencia (NUT), determinando la tasa de transferencia de calor y eficiencia, tomando en cuenta valores de diseño como: caudales, caídas de presión, temperaturas de entrada y salida. Se dispuso de datos de operación nominal, que se tomaron como punto de partida, para la posterior comparación con el levantamiento de las dimensiones y mediciones operativas reales.

La primera etapa de este estudio se realizó en el periodo de pasantía y, con el resultado de la evaluación, se logró proponer modificaciones para mejorar la eficiencia en la transferencia de calor en los sistemas citados. Para ello, se aplicó los conocimientos adquiridos en los cursos de transferencia de calor, mecánica de fluidos e ingeniería económica, que contribuyen al perfil del ingeniero químico.

En general, esta monografía contribuye con el Plan Nacional de Lucha contra la Pobreza y para el Desarrollo Humano 2022-2026, específicamente con el eje 7 (más y mejor producción), ya que la propuesta de mejora planteada, una vez implementada, incrementará la producción de energía eléctrica en este sistema.

II. OBJETIVOS

2.1 Objetivo General

Evaluar los intercambiadores de calor de sello, aire y aceite en las Turbinas. Cogeneración del Ingenio San Antonio, Chichigalpa - Chinandega, 2022-2023, para propuesta de mejora.

2.2 Objetivos específicos

- Establecer modelo matemático para la evaluación de los intercambiadores de calor mediante el método del número de unidades de transferencia (NUT).
- Analizar los parámetros de diseño y los parámetros de operación, para determinar las causas de la baja eficiencia de los intercambiadores de aire, aceite y sellos correspondiente a cada uno de los turbos.
- Proponer soluciones que permitan mejorar las condiciones actuales desde el punto de vista operacional, mecánico, químico y económico.
- Evaluar la viabilidad económica de optimizar el sistema de alimentación de agua a los enfriadores de aceite.

III. MARCO TEÓRICO

El marco teórico se organiza en cuatro subtítulos: el primero, consiste en la conceptualización de la generación eléctrica en las industrias; el segundo comprende una descripción de los principales equipos a considerar en el estudio; el tercero, describe el sustento teórico del método utilizado para evaluar la eficiencia de los intercambiadores de calor; y por último, el cuarto, consiste en presentar la ecuación de Bernoulli para realizar un estudio del comportamiento de los fluidos con la finalidad de obtener las pérdidas hidráulicas.

3.1 Generación de energía

La energía es el “combustible” necesario para el crecimiento económico y la mejora del bienestar. La energía eléctrica es la que hace funcionar las fábricas, centros educativos y permite disfrutar de un ambiente confortable. Por tal motivo, todos los países donde crece la economía registran también un aumento de su consumo energético (TotalEnergies, 2020).

Cuando se analiza la generación eléctrica se considera tanto la capacidad de generación como la producción de electricidad, debido, principalmente, a que la electricidad no se puede almacenar a costos razonables (Dammert et al., 2008). Ello hace que, para cubrir siempre los requerimientos de la demanda, se tenga que tener capacidad instalada que, en algunos períodos, no se utiliza plenamente. La capacidad de generación se mide normalmente como megavatios (MW) o kilovatios (kW) de potencia, y se emplea para determinar las dimensiones de los generadores eléctricos.

3.2 Descripción de equipos

3.2.1 Turbina

La turbina es una máquina donde la energía cinética de un fluido se convierte en energía mecánica, produce la rotación de un generador, y este, a su vez, produce la electricidad (Sánchez, 2016). La turbina tiene una serie de álabes, que permiten que el fluido (vapor, agua o aire) entre en la turbina, empujando los álabes. Estos giran mientras el fluido fluye a través de ellos, capturando parte de la energía como movimiento de rotación. El fluido que pasa por la turbina pierde energía cinética y sale de ella con menos energía de la que tenía al principio.

El principio de funcionamiento de una central a vapor se basa en el ciclo de Rankine, que consiste en un calentamiento a presión constante, durante el cual, se cede energía en forma de calor, al fluido de trabajo, seguido de una expansión isotrópica; después viene un enfriamiento isobárico, en el que el vapor de agua se condensa, absorbiéndose energía en forma de calor del fluido motor y una compresión isotrópica (Sánchez, 2016).

De acuerdo con Sánchez (2016), una de las principales clasificaciones de las turbinas es según la salida de vapor de ésta, se divide en: contrapresión y condensación. En la primera, la presión del vapor a la salida de la turbina es superior a la atmosférica, suele estar conectada a un condensador inicial que condensa el vapor, obteniéndose agua caliente o sobrecalentada, que permite su aprovechamiento térmico posterior. En cambio, en la turbina de condensación, el vapor sale a una presión inferior a la atmosférica, en este diseño existe un mayor aprovechamiento energético que a contrapresión, se obtiene agua de refrigeración de su condensación. Este diseño se utiliza en turbinas de gran potencia que buscan un alto rendimiento.

3.2.2 Intercambiador de calor

Los intercambiadores de calor son equipos térmicos que intercambian energía a través de una superficie sólida, sin mezcla entre los fluidos. Por otro lado, dependiendo de las capacidades térmicas de los fluidos (masas térmicas), de los tipos de fluidos (líquidos o gases), de la forma cómo entreguen o reciban la energía (sensible o latente), los intercambiadores se clasifican en tres grandes grupos: flujo paralelo, que es cuando ambos fluidos se desplazan en la misma dirección; contraflujo, cuando los fluidos se desplazan en dirección contraria y flujo cruzado, donde los fluidos se cruzan perpendicularmente (Sánchez, 2015).

3.2.2.1 Intercambiador de tubo y coraza

Los intercambiadores de calor de tubo y coraza se construyen con tubos redondos montados en corazas cilíndricas, con ejes paralelos (Kacka et al., 2012). Son ampliamente utilizados como enfriadores de aceite, condensadores de potencia, precalentadores en centrales eléctricas, generadores de vapor en plantas de energía nuclear, en aplicaciones de proceso y en industria química.

Los intercambiadores de calor de tubo y coraza son los más versátiles que existen actualmente. Proporcionan una relación área de transferencia de calor / volumen y peso, relativamente elevada, y pueden limpiarse fácilmente. Ofrecen flexibilidad para cumplir con casi cualquier requerimiento de servicio, y actualmente disponen de métodos de diseño confiables y factibles; así como talleres e instalaciones para su diseño y construcción con éxito. Pueden diseñarse para manejar corrientes de fluidos a elevadas presiones relacionadas al medioambiente, y fluidos con diferentes presiones entre sí (Kacka et al., 2012).

3.2.2.2 Condensador

El condensador es un tipo de sistema de refrigeración. Es una especie de intercambiador de calor. Puede convertir gas o vapor en líquido y transferir el calor de la tubería al aire cercano de una manera rápida. El proceso de trabajo del condensador es un proceso exotérmico, por lo que la temperatura del condensador es alta. La planta utiliza un número de condensadores para condensar los vapores de la turbina (WTSML Heat Transfer Technology Co, s.f.).

3.2.2.3 Condensador de superficie

Los condensadores de superficie son cambiadores de calor del tipo casco y tubos, que están especialmente diseñados para condensar el vapor sobrecalentado de las turbinas de condensación. Operan condensando el vapor en vacío, incrementando así la eficiencia de la turbina (Guevara, 2017).

Estos intercambiadores suelen usarse para generar energía (turbo generador) o bombear aire (turbo compresor). Estos últimos pueden distinguirse en dos subtipos de condensadores superficiales: los húmedos y los secos. La diferencia entre ambos radica en que, en un condensador húmedo, una misma bomba extrae el agua y el aire del condensador, funcionando bajo vacío. Este tipo de condensador es aconsejable en pequeñas instalaciones, en las que se considera fundamental el coste de la primera instalación. Sin embargo, en el caso de instalaciones de gran potencia, en las que la economía de funcionamiento es muy importante, se utilizan los últimos, extrayéndose el agua mediante bombas y el aire con eyectores, o bombas de vacío.

3.2.2.4 Intercambiador de sello

El intercambiador de sello tiene como función mantener una presión algo negativa en las cajas de sellos para evitar escape de vapor al exterior y condensar el vapor. Este es un pequeño condensador que utiliza como refrigerante agua del sistema general de enfriamiento de la planta.

Sin embargo, este intercambiador de calor utiliza un flujo parcial del sistema de condensado a través de tubos para condensar el vapor extraído de los sellos del eje de la turbina de vapor. Con esto se consigue evitar que el vapor salga a la atmósfera y disminuya la eficiencia térmica de la turbina (Trijueque, 2018).

3.2.2.5 Intercambiador de aire

El intercambiador de aire es un ventilador de diseño especial, este se basa en introducir el aire directamente desde el compresor para intercambiar calor en las primeras etapas, haciéndolo circular por su interior. El aire puede ser inyectado a alta velocidad, refrigeración por impacto, mejorando la refrigeración de la parte más sensible.

Este tipo de intercambiadores refrigerados por aire consiste en la disposición de una serie de tubos situados en una corriente de aire, esta corriente puede ser natural, o forzada, con ayuda de un ventilador. Para mejorar la eficiencia, los tubos suelen tener aletas para aumentar la superficie de intercambio de calor y su coeficiente de transferencia (Garcés et al., 2021).

3.2.2.6 Intercambiador de aceite

El uso de este equipo puede lograr el intercambio de calor entre dos medios líquidos con una cierta diferencia de temperatura, reduciendo así la temperatura del aceite (WTSML Heat Transfer Technology Co., Ltd, 2020). Además, tiene como función evitar que el lubricante pierda sus características y modifique su viscosidad debido al calor excesivo. Estos intercambiadores pueden ser aire-aceite, de forma que el calor del aceite se evacúa a la atmósfera, o agua-aceite, de forma que el calor se transfiere al circuito cerrado de refrigeración con agua de la planta.

3.2.3 Torre de enfriamiento

Las torres de enfriamiento son equipos que se usan para enfriar agua y otros fluidos a temperaturas próximas a las ambientales. En grandes volúmenes extraen calor del agua, mediante evaporación o conducción. Su uso se da en plantas de energía, refinerías de petróleo, plantas petroquímicas y otras instalaciones industriales (Ramírez, 2013).

El mismo autor refiere que la forma más simple y usual de clasificar las torres de enfriamiento es según la forma en que se mueve el aire a través de éstas. Según este criterio, existen dos tipos de torres: torre de circulación natural y torre de tiro mecánico. En la primera, el movimiento del aire sólo depende de las condiciones climáticas y ambientales. En cambio, en la torre de tiro mecánico utilizan ventiladores para mover el aire a través del relleno.

Principio de funcionamiento de la torre:

El agua se introduce por la tubería superior a la canoa más elevada de la torre, luego fluye por medio de vertederos o por boquillas para distribuirse en la mayor superficie posible (rellenos). El enfriamiento ocurre cuando el agua, al caer a través de la torre, se pone en contacto directo con una corriente de aire que fluye a contracorriente o a flujo cruzado con una temperatura menor a la temperatura del agua. En estas condiciones, el agua se enfría por transferencia de masa (evaporación), originando que la temperatura del aire y su humedad aumenten y que la temperatura del agua descienda. La temperatura límite de enfriamiento del agua es la temperatura del aire a la entrada de la torre. Parte del agua que se evapora, causa la emisión de más calor, por eso se puede observar vapor de agua encima de las torres de refrigeración (Ramírez, 2013).

3.3 Modelo matemático de número de unidades de transferencia térmica (NUT) para la evaluación de intercambiadores de calor

Se denomina número de unidades de transferencia térmica, (NUT), a la medida del valor de la capacidad de transferencia de calor del intercambiador. Cuanto mayor sea el NUT más estrechamente tiende el intercambiador a su valor límite termodinámico (Imbert-González, 2011).

Este método se basa en un parámetro adimensional llamado **efectividad de la transferencia de calor** (ϵ), que consiste en comparar la velocidad de transferencia térmica real, que es la absorbida por el fluido que se calienta, con la velocidad de transferencia térmica máxima que podría transmitirse en un intercambiador en contracorriente de superficie de intercambio infinita. Sus límites vienen impuestos por el Segundo Principio de la Termodinámica, que tiene en cuenta los focos térmicos a las temperaturas extremas TF1 (foco frío) y TC1 (foco caliente) (Imbert-González, 2011).

3.4 Ecuación de Bernoulli

La ecuación de Bernoulli toma en cuenta los cambios en la carga de elevación, carga de presión y carga de velocidad entre dos puntos en un sistema de flujo de fluidos (Mott, 2006).

Sin embargo, esta ecuación describe el comportamiento cualitativo con que fluye el fluido, que generalmente se etiqueta con el término efecto de Bernoulli. Este efecto provoca la disminución de la presión del fluido en regiones donde aumenta la velocidad del flujo (Connor, 2020).

Por tanto, esta disminución de la presión en una constricción de una ruta de flujo puede parecer contradictoria, pero parece menos cuando se considera que la presión es la densidad de energía. En el flujo de alta velocidad a través de la constricción, la energía cinética debe aumentar a expensas de la energía de presión.

3.5 Análisis económico de reemplazo

El análisis económico de reemplazo consiste en averiguar si un equipo está operando de manera económica o si los costos de operación pueden disminuirse (Cadena, 2023). Decide si reemplaza o sigue manteniendo un determinado equipo, este representa uno de los elementos fundamentales de la estrategia de desarrollo de una industria o empresa.

3.5.1 Costo anual uniforme equivalente (CAUE)

El método del CAUE consiste en convertir todos los ingresos y egresos, en una serie uniforme de pagos (Restrepo & Obregón, 2005).

El CAUE se puede utilizar en dos tipos básicos de problemas. El primero es seleccionar una de entre varias alternativas, de máquinas o equipos que son parte de un proceso productivo y que por sí mismos no generan ingresos. El otro caso es cuando se reemplaza al mismo equipo y se debe invertir más en el nuevo, que tendrá sus propios costos de operación y mantenimiento (Baca Urbina, 2015).

Cualquiera que sea el enfoque del análisis de reemplazo, el supuesto implícito es que el activo usado puede seguir operando, al menos, hasta el final del periodo

de análisis. Los datos históricos de costos y el precio de adquisición del activo usado tampoco son importantes para tomar la decisión de reemplazo, pues lo único que cuenta son los datos de costos que presente a partir del tiempo cero, o del momento en que se decide si debe ser reemplazado; a esto se llama costos hundidos (Baca Urbina, 2015).

IV. METODOLOGIA

En este capítulo se describe la ubicación y procedimiento metodológico para el desarrollo de la monografía. El tipo de estudio corresponde a la categoría de evaluación tecnológica, con enfoque cuantitativo.

La evaluación se inició con una revisión y análisis documental, seguido de levantamiento de datos de operación in situ y procesamiento de dichos datos para la determinación de la eficiencia de los trece intercambiadores a evaluar. Se estimó el valor de las pérdidas energéticas por efecto de la baja eficiencia de los equipos y se diseñó una propuesta de mejora para reducir la pérdida económica por el mal funcionamiento de algunos de estos intercambiadores.

4.1 Localización del estudio

El estudio se desarrolló al suroeste de la ciudad de Chichigalpa, en el departamento de Chinandega, en la región occidental del Pacífico de Nicaragua, específicamente en el Ingenio San Antonio (ISA), que se encuentra ubicado en las coordenadas geográficas: 12.53372 latitud norte y 87.04494 longitud oeste. A continuación, en la Figura 1, se presenta la ubicación de Chichigalpa, en el mapa de Nicaragua y en la Figura 2 la localización del Ingenio San Antonio.

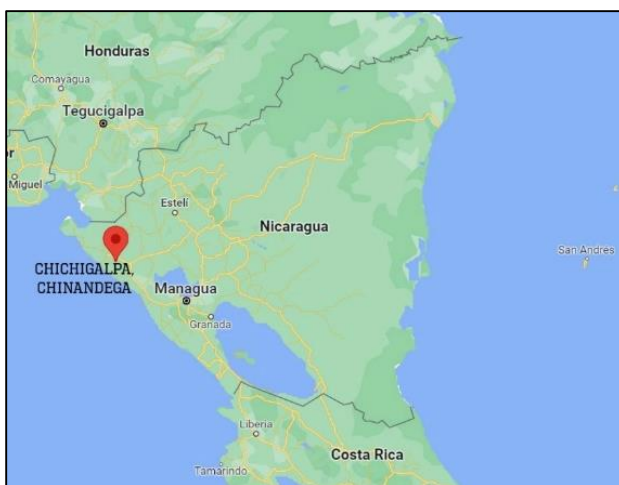


Figura 1: Mapa de ubicación de Chichigalpa, Chinandega, Nicaragua.
Fuente: Google, (s.f.), <https://www.google.com/maps/place/Chichigalpa/>

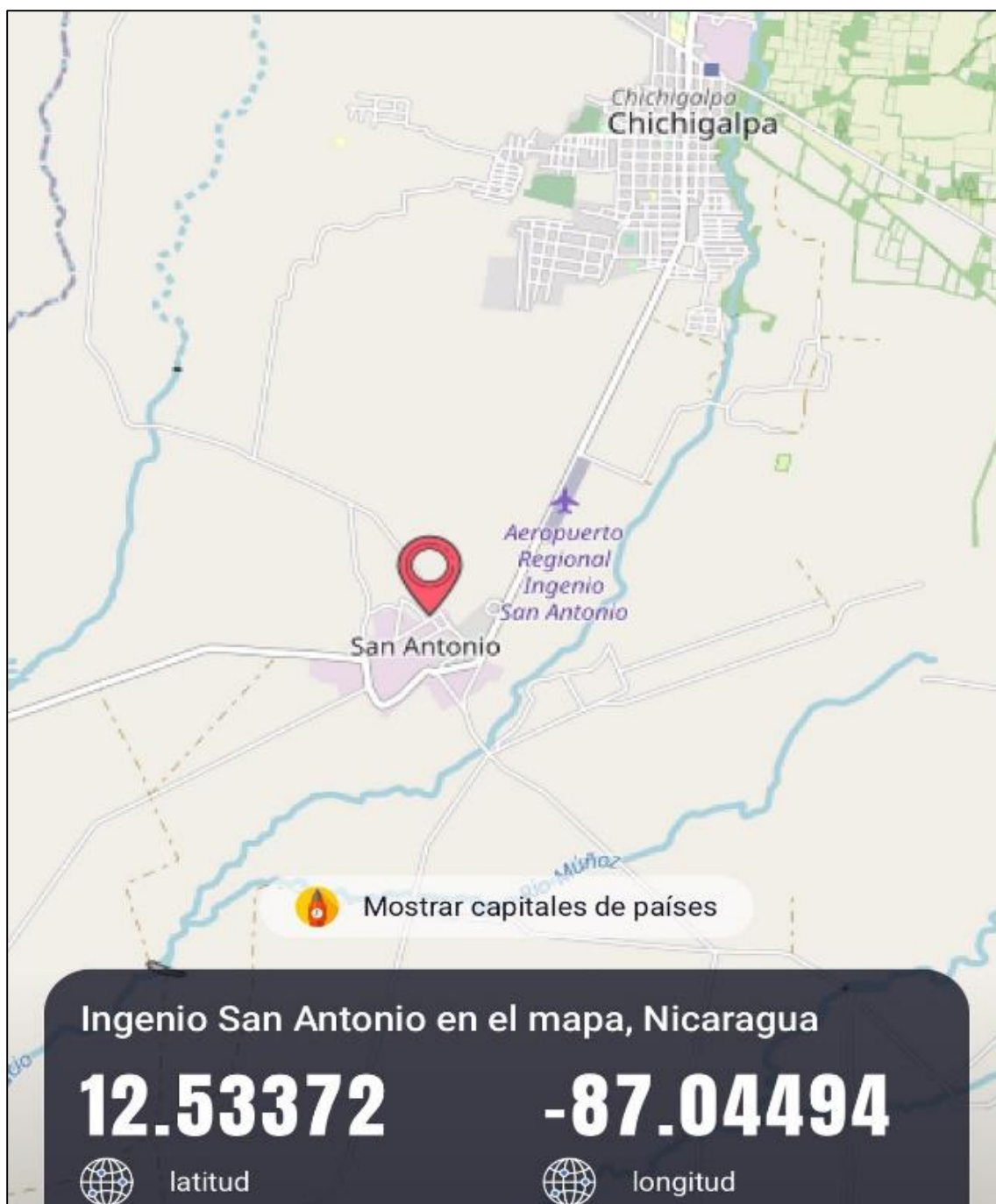


Figura 2: Mapa de ubicación del Ingenio San Antonio, Chichigalpa, Chinandega, Nicaragua. Fuente: 2MARKERS., <https://hn.2markers.com/309856>.

4.2 Procedimiento de evaluación de los intercambiadores de calor

El estudio consiste en evaluar trece intercambiadores de calor, divididos así: cuatro intercambiadores de sello, dos de aire, cuatro de aceite, uno de superficie y dos condensadores.

Para evaluar si un intercambiador de calor brinda el servicio de transferencia establecido por el equipo, se empleó las ecuaciones publicadas en Holman (2002) y Kern (1999). Con éstas se determinó la eficiencia y el rendimiento de transferencia de calor.

A continuación, se describe el procedimiento con la metodología propuesta, que en realidad no establece un modelo, sino que aplica un algoritmo cálculo:

1. Balance de energía

Ec. 1: Balance de energía

$$m_c C_{p_c} \Delta T = m_h C_{p_h} \Delta t$$

siendo:

m_c : Flujo másico del fluido frío.

C_{p_c} : Calor específico a presión constante del flujo frío.

ΔT : Diferencia de temperatura entre la entrada y la salida del flujo frío.

m_h : Flujo másico del fluido caliente.

C_{p_h} : Calor específico a presión constante del flujo caliente.

Δt : Diferencia de temperatura entre la entrada y la salida del flujo caliente.

El **flujo másico del fluido frío** se calculó con la siguiente fórmula:

Ec. 2: Flujo másico del fluido frío

$$m_c = Q * \rho$$

Donde:

Q : Caudal del fluido frío

ρ : densidad del fluido frío

De acuerdo con la ecuación 1, el **flujo másico del fluido caliente** es:

Ec. 3: Flujo másico del fluido caliente

$$m_h = \frac{m_c * C_{p_c} (t_2 - t_1)}{C_{p_h} (T_1 - T_2)}$$

2. Para esta evaluación se empleó el método de la diferencia de temperatura media logarítmica, considerando que ambos fluidos se mueven en contracorriente.

Ec. 4: Media logarítmica de temperatura (MLDT)

$$MLDT = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln\left(\frac{T_1 - t_2}{T_2 - t_1}\right)}$$

Donde:

T₁: Temperatura de entrada del fluido frío.

T₂: Temperatura de salida del fluido frío.

t₁: Temperatura de entrada del fluido caliente.

t₂: Temperatura de salida del fluido caliente.

3. En el análisis de los intercambiadores de calor a menudo resulta conveniente combinar el flujo másico y el calor específico de un fluido en una sola cantidad. Esta se llama razón de capacidad calorífica y se define para las corrientes de los fluidos caliente y frío como:

Ec. 5: Capacidad calorífica del fluido caliente

$$C_h = m_h * C_{p_h}$$

Ec. 6: Capacidad calorífica del fluido frío

$$C_c = m_c * C_{p_c}$$

En un intercambiador, el fluido con una razón de capacidad calorífica grande experimentará un cambio pequeño en la temperatura y aquel con una razón de capacidad pequeña experimentará un cambio grande en la temperatura.

4. La relación de capacidad (“r”) se calculó de la siguiente manera:

Ec. 7: Relación de capacidad (“r”)

$$r = \frac{C_{min}}{C_{max}}$$

Donde:

C_{min} : Capacidad calorífica mínima (Referida en el paso 3).

C_{max} : Capacidad calorífica máxima (Referida en el paso 3).

5. La determinación de Q_{max} (razón máxima posible de la transferencia de calor) requiere que se disponga de la temperatura de entrada de los fluidos caliente y frío y de sus flujos másicos, los cuales suelen especificarse.

Ec. 8: Calor máximo

$$Q_{max} = C_{min}(T_{h, ent} - T_{c, ent})$$

6. Cálculo de coeficiente global de transferencia de calor.

Teniendo en cuenta que el dato del flujo de calor transferido está dado, se despejó la siguiente ecuación para obtener el coeficiente global de transferencia de calor.

Ec. 9: Calor transferido

$$Q^* = U * A_s * MLDT$$

Ec. 10: Coeficiente global de transferencia de calor

$$U = \frac{Q^*}{A_s * MLDT}$$

Donde:

U: Coeficiente global de transferencia de calor.

Q^* : Calor transferido.

A_s : Área de superficie de transferencia de calor.

MLDT: Media logarítmica de diferencia de temperatura.

7. Las relaciones de la efectividad de los intercambiadores de calor incluyen el grupo adimensional $\frac{UA_s}{C_{min}}$. Esta cantidad se llama número de unidades de transferencia, NUT (por sus siglas en inglés), y se expresa como:

Ec. 11: Número de unidades de transferencia

$$NUT = \frac{UA_s}{C_{min}}$$

8. Efectividad en función de NUT para un intercambiador de calor tubo y coraza con un paso por la coraza y dos por los tubos.

Ec. 12: Efectividad ε

$$\varepsilon = 2[1 + r + \beta(\frac{1 + e^{-\beta*NUT}}{1 - e^{-\beta*NUT}})]^{-1}$$

Ec. 13: Coeficiente adimensional β

$$\beta = \sqrt{1 + r^2}$$

Nota: Beta es un parámetro adimensional que es utilizado como variable para sustituir en la ecuación de la efectividad y “r” es la “relación de capacidad” (ver paso 4, página 12).

La efectividad de un intercambiador (ε), es el cociente entre la transferencia real de calor del intercambiador y la transferencia de calor máxima posible ($0 < \varepsilon < 1$).

9. Eficacia:

Ec. 14: Eficacia

$$\Psi = \frac{\varepsilon}{NUT}$$

Este parámetro representa la medida de transferencia de calor a la máxima temperatura, por lo que permite valorar la eficiencia de un equipo, según la temperatura de los fluidos presentes en el intercambio.

4.3 Cálculo de pérdidas hidráulicas

Con la ecuación de Bernoulli, aplicada entre dos secciones elegidas en el sistema, se obtuvo la caída de presión en las tuberías.

Ec. 15: Ecuación de Bernoulli

$$\frac{V_1^2}{2g} + Z_1 + \frac{P_1}{\gamma} + H_b = \frac{V_2^2}{2g} + Z_2 + \frac{P_2}{\gamma} + h_r + F$$

Donde:

$\frac{V^2}{2g}$: Carga de velocidad

Z : Carga estática o de elevación

$\frac{P}{\gamma}$: Carga de presión

h_b : Carga de la bomba

h_r : Carga de energía

F : Carga de pérdidas totales

Para el cálculo de las pérdidas totales se utilizó la siguiente fórmula:

Ec. 16: Pérdidas totales

$$F = h_A + h_L$$

Donde:

h_A : Pérdidas primarias

h_L : Pérdidas secundarias

Fórmula de pérdidas primarias:

Ec. 17: Pérdidas primarias

$$h_A = f_d * \frac{L}{D} * \frac{V^2}{2g}$$

Para determinar las **pérdidas primarias** es necesario conocer el factor de fricción y el Número de Reynolds, las ecuaciones se presentan a continuación:

Ec. 18: Número de Reynolds

$$N_{RE} = \frac{V * D * \rho}{\mu}$$

Ec. 19: Factor de fricción para flujo laminar

$$f_d = \frac{64}{N_{RE}}$$

Ec. 20: Factor de fricción para flujo turbulento

$$f_d = \frac{0.25}{[\log(\frac{1}{3.7(\frac{D}{\epsilon})} + \frac{5.74}{N_{RE}^{0.9}})]^2}$$

Siendo:

f_d : Factor de fricción

L: Longitud

D: Diámetro

N_{RE} : Número de Reynolds

V: Velocidad del fluido

ρ : Densidad

μ : viscosidad dinámica

D/ϵ : Inverso de la rugosidad relativa

Fórmula de pérdidas secundarias

Ec. 21: Pérdidas secundarias

$$h_L = \sum K_i * \frac{V^2}{2g}$$

Siendo:

K_i : Coeficiente de resistencia de los accesorios.

V: Velocidad del fluido

g: Constante gravitacional

4.4 Propuesta para mejorar las condiciones actuales desde el punto de vista operacional, mecánico, químico y económico.

La propuesta de mejora operacional y mecánica se estableció en función de los diámetros de tuberías. Para seleccionar los diámetros adecuados se utilizó la ecuación del caudal, asociando el diámetro de la tubería a la salida con las velocidades nominales de cada equipo:

Ec. 22: Caudal

$$Q = v * A$$

Ec. 23: Velocidad del fluido

$$v = \frac{Q}{A}$$

Donde:

v: velocidad de flujo

Q: Caudal

A: Área de sección transversal

Para adquirir esta velocidad de diseño se iteró el diámetro, sustituyéndolo en la ecuación del área de sección transversal, que es la siguiente:

Ec. 24: Área de sección transversal

$$A = \frac{\pi * D^2}{4}$$

Las mejoras desde el punto de vista químico se definirían cualitativamente, en caso de observarlas necesarias, durante la evaluación.

Para establecer la propuesta económica se realizó el cálculo del presupuesto total, con la siguiente fórmula:

Ec. 25: Costo total del proyecto

$$CP = \sum Material + \sum Mano de obra$$

Donde la sumatoria de los materiales abarca tuberías y accesorios (codos, reductores y válvulas) y la mano de obra comprende los honorarios del encargado del proyecto y sus operarios, con sus correspondientes prestaciones de ley.

4.5 Viabilidad económica de optimizar el sistema de alimentación de agua a los enfriadores de aceite

La electricidad generada se mide como un flujo producido o la suma de los requerimientos de capacidad a lo largo de un período de tiempo, y se expresa normalmente en megavatios-hora (MWh) o kilovatios-hora (kWh). A continuación, se presenta la fórmula utilizada:

Ec. 26: Producción de energía eléctrica

$$E = P * T * C$$

Donde:

E= Energía Eléctrica

P= Potencia

T= Tiempo

C= Capacidad

Una forma de calcular el costo de la energía eléctrica esperada y no producida (pérdida energética) es tomar como referencia el precio por kilovatio hora (kWh) que cobra el proveedor de energía eléctrica comercial en Nicaragua, considerando la tarifa establecida por el Instituto Nicaragüense de Energía (INE) utilizando el código T-5D, del cuadro tarifario presentado en el apartado 9.1 de los anexos (página 44).

Ec. 27: Costo de energía eléctrica

$$\text{Costo de energía eléctrica} = \text{Energía consumida (kWh)} \times \text{Precio por kWh} \times \text{Tiempo}$$

Para determinar la viabilidad económica de optimizar el sistema de intercambiadores, el valor del costo total del proyecto presente, se convierte en un costo anual uniforme equivalente (CAUE) multiplicándolo por el factor A/P de las tablas de equivalencia del valor del dinero en el tiempo, con una tasa de descuento anual del 8% (1% por encima de la tasa activa de 7% reportada para Nicaragua entre 2023 y 2024 en la Web Trading Economics, 2024) para una vida útil estimada de 5 años.

Ec. 28: Estimación del Costo Anual Uniforme Equivalente del proyecto

$$\text{CAUE} = \text{CP} * (\text{A/P}, 8\%, 5)$$

Este costo anual se compara con el valor de la pérdida energética anual para el proyecto y, si ésta es mayor que el CAUE obtenido con la Ec. 28, significa que conviene invertir en la mejora propuesta.

V. DISCUSIÓN DE RESULTADOS

El siguiente análisis se basa en la interpretación de los datos de diseño y su comparación con los parámetros de operación, obtenidos en campo y mediante las ecuaciones presentadas en la metodología. Se logró la evaluación de eficiencia de los intercambiadores de calor en cada turbina. Además, se determinó e interpretó el valor de las pérdidas hidráulicas, para seleccionar los diámetros de tuberías adecuados y el presupuesto requerido para su instalación. Para finalizar, se estimó la cantidad de dinero anual que se está perdiendo, al no obtener la producción de energía esperada. Con esto se cubrirá la inversión para reducir pérdidas hidráulicas y mejorar la eficiencia del sistema.

5.1. Evaluación de intercambiadores de calor

Como se explicó en la metodología (página 12) se evaluó el desempeño de trece intercambiadores de calor, divididos así: cuatro intercambiadores de sello, tres de aire, cuatro de aceite, uno de superficie y un condensador.

En la propuesta de investigación inicial se propuso como objetivo específico establecer un modelo matemático para realizar esta evaluación, pero en la práctica se seleccionó y aplicó un algoritmo de cálculo para la evaluación de los intercambiadores. Fue un error el no haber solicitado oportunamente la aprobación correspondiente para modificar este objetivo. Sin embargo, la evaluación sí se llevó a cabo, conforme lo descrito en la metodología.

A continuación, se presenta los resultados de esta evaluación, organizados en función de la turbina a la que corresponden (ver Tabla 1).

Tabla 1: Intercambiadores de calor asociados con las turbinas del área de generación de energía del Ingenio San Antonio.

Intercambiador	Turbina 1	Turbina 2	Turbina 3	Turbina 4	Total
De superficie	1				1
De sello	1	1	1	1	4
De aceite	1	1	1	1	4
De aire		1	1	1	3
Condensador	1				1
Total	4	3	3	3	13

5.1.1. Turbina 1 (TG1)

Para esta turbina, trabajan cuatro intercambiadores: un condensador de superficie, un condensador (conocido como chimbos 1 y 2), un intercambiador de aceite y un intercambiador de sello.

Esta turbina 1 es diferente a las demás porque incluye un condensador, que reduce la temperatura del refrigerante que ha llegado a estado gaseoso, llevándolo de vuelta al estado líquido (agua condensada), que entra en los demás intercambiadores, formando un sistema cerrado. La estructura de intercambiadores de la turbina 1 se muestra en el siguiente esquema:

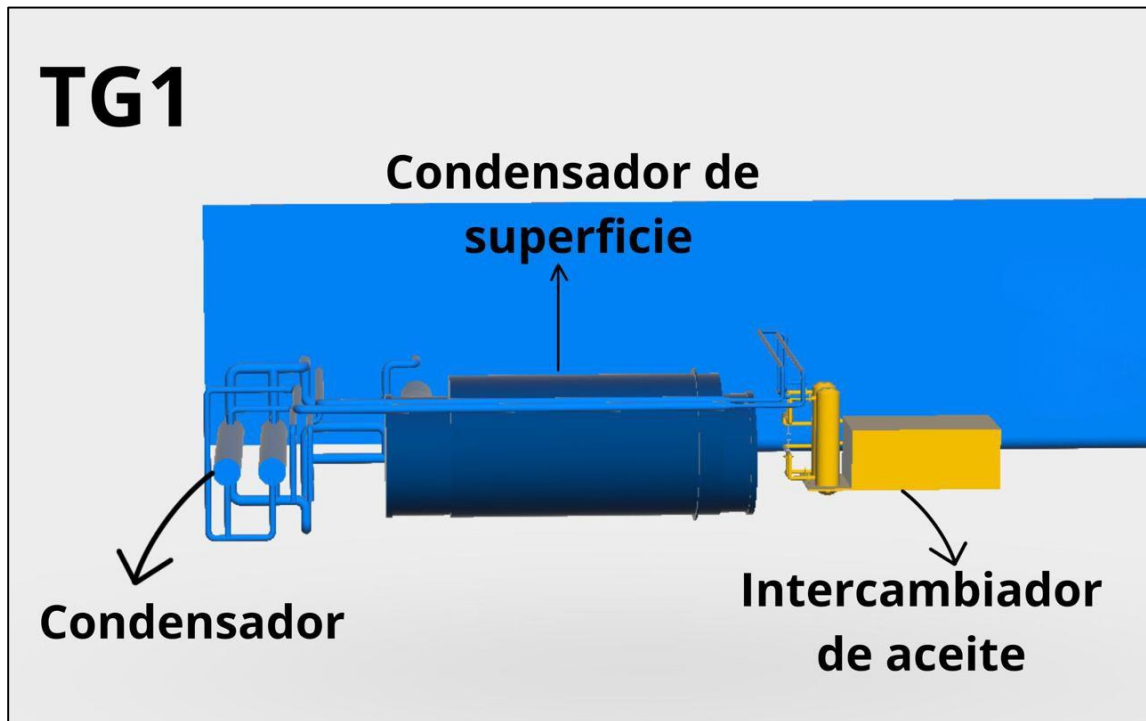


Figura 3: Sistema de la turbina 1. Fuente: Ingenio San Antonio.

5.1.1.1 Condensador de superficie

En la Tabla 2, en la página siguiente, se muestra la comparación de los datos de diseño y los parámetros de operación obtenidos del trabajo de campo, donde se puede notar la baja eficacia (Ψ) o eficiencia del intercambiador. Parte de esto se debe a que, de los 3034 tubos que incluye este equipo, 428 están sellados por daños (Figura 8, Anexos, página 45). Esto significa que sólo el 86 % de ellos funciona, lo que implica una disminución de la superficie de transferencia de calor.

Por otro lado, se observa que la efectividad real de este equipo es superior a la de diseño, porque la industria pretende producir la mayor cantidad de energía, llevando a una sobreoperación al intercambiador de calor, que afecta así la eficiencia, ya que manipulan el recurso de forma indebida. Tal es el caso del flujo másico, que afecta el coeficiente y la transferencia de calor. Esta situación se presenta en los demás equipos.

Tabla 2: Condensador de superficie - TG1

Parámetros	Datos de diseño	Parámetros de operación 10MW
Temperatura de entrada del agua (°F)	77.90	78.62
Temperatura de entrada del vapor (°F)	626	626
Temperatura de salida del agua (°F)	93.20	83.48
Temperatura de salida del vapor (°F)	115.06	93.20
Caudal del agua (m³/h)	4466.88	4866.00
Caudal del vapor (m³/h)	51360.67	8699.47
Velocidad de flujo del agua (m/s)	1.91	2.09
Calor específico del agua (BTU/lb °F)	1.00	0.98
Calor específico del vapor (BTU/lb °F)	0.48	0.48
Caída de presión del agua (PSI)	4.50	4.50
Caída de presión del vapor (PSI)	-	-
Densidad del agua (kg/m³)	993.75	996.14
Densidad del vapor (kg/m³)	1.2766	5.40
Flujo másico del agua (lb/h)	9860612.00	5579658.39
Flujo másico del vapor (lb/h)	144580.00	103588.00
Capacidad calorífica del agua (BTU/h °F)	9860612.00	5468065.23
Capacidad calorífica del vapor (BTU/h °F)	69615.27	49877.62
Transferencia de calor (BTU/h)	138443000.00	26574797.00
Área de superficie de transferencia (ft²)	16.47	14.16
MLDT (°F)	186.13	145.98
Relación de capacidad calorífica	0.01	0.01
Razón máxima posible de transferencia de calor (BTU/h)	38156129.49	27302012.73
β	1.00	1.00
Coeficiente de transferencia de calor (BTU/ft² °F h)	615.52	12856.40
Nº de unidades de transferencia	0.15	3.65
Efectividad	0.14	0.97
Eficiencia (%)	93.02	26.57

Fuente: *Elaboración propia, a partir de datos proporcionados por el Ingenio San Antonio (ISA).*

5.1.1.2 Condensador

En el condensador (integrado por dos cilindros horizontales paralelos, llamados chimbos 1 y 2 - Figura 9, Anexos, página 46) los datos utilizados para la evaluación fueron solamente los reales (parámetros de operación) especificados en la Tabla 3, a continuación, donde se establece que el valor de la eficiencia es 57.08%. No se contó con datos de diseño. El resultado obtenido se atribuye a que hay una contrapresión en el condensado, donde la presión de salida es mayor que la de entrada del intercambiador, experimentando una caída de velocidad de fluido de 0.75 m/s a 0.51 m/s.

Tabla 3: Condensador (Chimbos) - TG1

Parámetros	Parámetros de operación 10MW
Temperatura de entrada del agua refrigerada (°F)	78.80
Temperatura de entrada del vapor (°F)	96.80
Temperatura de salida del agua refrigerada (°F)	84.20
Temperatura de salida del agua condensada (°F)	87.80
Caudal del agua refrigerada (m³/h)	113
Caudal del agua condensada (m³/h)	146.39
Velocidad de flujo del agua refrigerada (m/s)	1.65
Calor específico del agua refrigerada (BTU/lb °F)	1.00
Calor específico del vapor (BTU/lb °F)	0.48
Presión de entrada agua condensada (PSI)	14.22
Presión de salida agua condensada (PSI)	32.71
Densidad del agua refrigerada (kg/m³)	996.50
Densidad del agua condensada (kg/m³)	958.05
Flujo másico del agua refrigerada (lb/h)	248180.32
Flujo másico del agua condensada (lb/h)	309258.96
Capacidad calorífica del agua refrigerada (BTU/h °F)	248180.32
Capacidad calorífica del agua condensada (BTU/h °F)	148908.19
Transferencia de calor (BTU/h)	1340173.717
Área de superficie de transferencia (ft²)	974.99
MLDT (°F)	10.70
Relación de capacidad calorífica	0.60
Razón máxima posible de transferencia de calor (BTU/h)	2680347.43
β	1.17
Coeficiente de transferencia de calor (BTU/ft² °F h)	128.47
Nº de unidades de transferencia (NTU)	0.84
Efectividad	0.48
Eficiencia (%)	57.08

Fuente: Elaboración propia, a partir de datos proporcionados por el Ingenio San Antonio (ISA)

5.1.1.3 Intercambiador de aceite

En el Intercambiador de aceite (Figura 10, Anexos, página 47) la evaluación de la eficiencia se realizó con los parámetros de operación (Tabla 4), la cual resultó de 53.14%, a causa de que es un circuito cerrado y la velocidad de flujo del circuito de enfriamiento de los chimbos presenta más tiempo de residencia, según indica la caída de la velocidad en el párrafo anterior (0.75 m/s a 0.51 m/s), situación que impacta en la temperatura del aceite. Para este equipo no se contó con datos de diseño.

Tabla 4: Intercambiador de aceite - TG1

Parámetros	Parámetros de operación 10MW
Temperatura de entrada del agua condensada (°F)	95
Temperatura de entrada del aceite (°F)	131
Temperatura de salida del agua condensada (°F)	98.60
Temperatura de salida del aceite (°F)	105.62
Caudal del agua condensada (m³/h)	55
Caudal del aceite (m³/h)	17.71
Calor específico del agua condensada (BTU/lb °F)	1.00
Calor específico del aceite (BTU/lb °F)	0.50
Presión de entrada agua condensada (PSI)	4.60
Presión de salida agua condensada (PSI)	5.00
Densidad del agua condensada (kg/m³)	993.62
Densidad del aceite (kg/m³)	875.00
Flujo másico del agua condensada (lb/hr)	120446.62
Flujo másico del aceite (lb/h)	34169.25
Capacidad calorífica del agua condensada (BTU/h °F)	120446.62
Capacidad calorífica del aceite (BTU/h °F)	17084.63
Transferencia de calor (BTU/h)	433607.82
Área de superficie de transferencia (ft²)	430.56
MLDT (°F)	19.53
Relación de capacidad calorífica	0.14
Razón máxima posible de transferencia de calor (BTU/h)	615046.55
β	1.01
Coefficiente de transferencia de calor (BTU/ft² °F h)	51.58
Nº de unidades de transferencia	1.30
Efectividad	0.69
Eficiencia (%)	53.14

Fuente: *Elaboración propia, a partir de datos proporcionados por el Ingenio San Antonio (ISA)*

5.1.1.4 Intercambiador de sello

Por no contar con datos de diseño, la evaluación de este intercambiador de sello se llevó a cabo únicamente con los parámetros de operación detallados en la Tabla 5; así, se obtuvo una eficiencia de 36.86%. Este bajo valor se debe a que este intercambiador está conectado con el condensador de superficie, el cual, al ser parte de un circuito cerrado, termina afectando a este equipo.

Tabla 5: Intercambiador de sello - TG1

Parámetros	Parámetros de operación 10MW
Temperatura de entrada del agua condensada (°F)	109.40
Temperatura de entrada del vapor (°F)	442.40
Temperatura de salida del agua condensada (°F)	141.80
Temperatura de salida del vapor (°F)	147.20
Caudal del agua condensada (m ³ /h)	13.50
Caudal del vapor (m ³ /h)	3.17
Calor específico del agua condensada (BTU/lb °F)	1.00
Calor específico del vapor (BTU/lb °F)	0.48
Caída de presión del agua condensada (PSI)	-
Caída de presión del vapor (PSI)	40
Densidad del agua condensada (kg/m ³)	987.21
Densidad del vapor (kg/m ³)	2.3136
Flujo másico del agua condensada (lb/h)	29373.45
Flujo másico del vapor (lb/h)	6695.57
Capacidad calorífica del agua condensada (BTU/h °F)	29373.45
Capacidad calorífica del vapor (BTU/h °F)	3223.91
Transferencia de calor (BTU/h)	951699.66
Área de superficie de transferencia (ft ²)	974.99
MLDT (°F)	126.74
Relación de capacidad calorífica	0.11
Razón máxima posible de transferencia de calor (BTU/h)	1073563.64
β	1.01
Coeficiente de transferencia de calor (BTU/ft ² °F h)	7.70
Nº de unidades de transferencia	2.33
Efectividad	0.86
Eficiencia (%)	36.86

Fuente: *Elaboración propia, a partir de datos proporcionados por el Ingenio San Antonio (ISA)*

5.1.2 Turbina 2 (TG2)

Para esta turbina trabajan tres intercambiadores: uno de sello, que evita que el vapor salga a la atmósfera y disminuya la eficiencia térmica de la turbina; uno de aire, que funciona como ventilador y uno de aceite, que sirve como sistema de refrigeración del lubricante. Estos tres equipos ejercen la misma función en todas las turbinas y están estructurados como se muestra en el siguiente esquema:

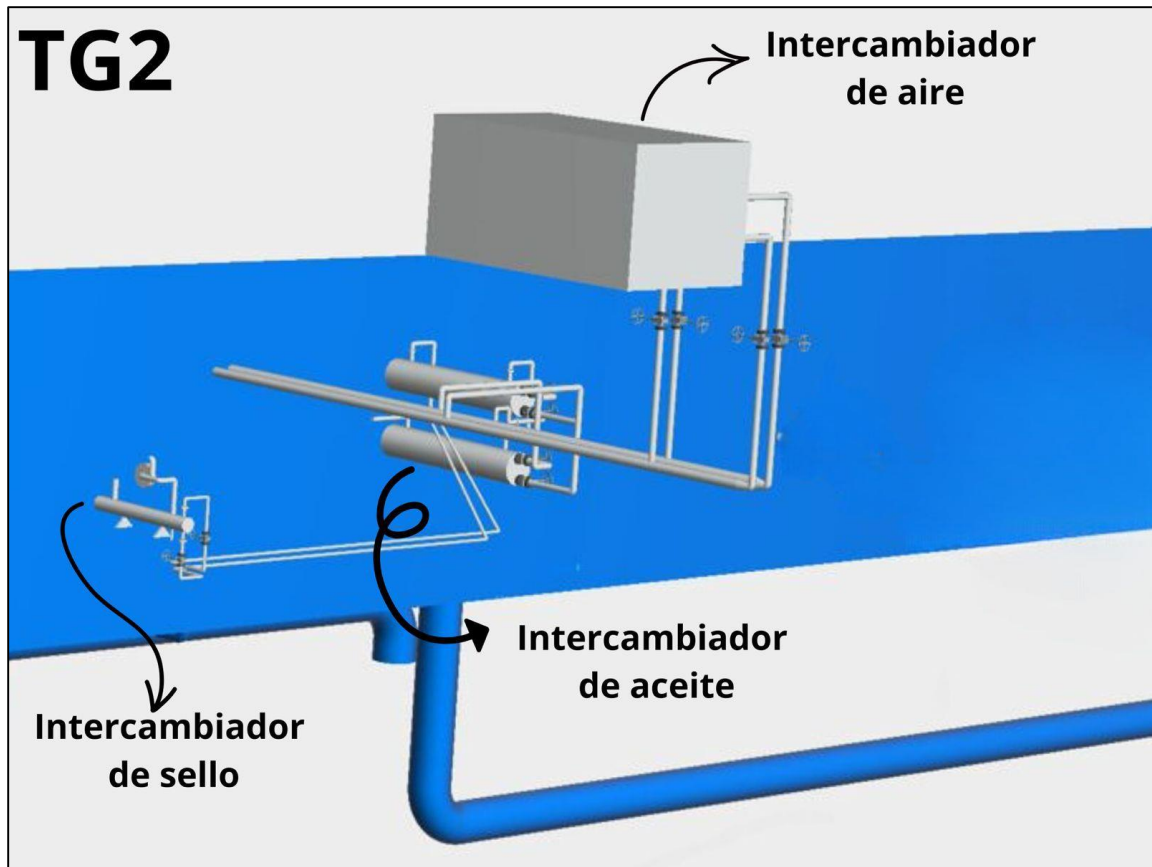


Figura 4: Esquema de turbina 2. Fuente: Ingenio San Antonio.

5.1.2.1 Intercambiador de sello

Con los resultados obtenidos del intercambiador de sello (Tabla 6, en página siguiente), se observa una diferencia despreciable en la eficiencia real, con respecto a la de diseño. Por lo tanto, no se encontró anomalía en este equipo.

Tabla 6: Intercambiador de sello - TG2

Parámetros	Datos de diseño	Parámetros de operación 18MW
Temperatura de entrada del agua (°F)	101	107.60
Temperatura de entrada del vapor (°F)	266	291.02
Temperatura de salida del agua (°F)	140	115.16
Temperatura de salida del vapor (°F)	165	154.58
Caudal del agua (m³/h)	10.00	13.50
Caudal del vapor (m³/h)	240.00	1.42
Velocidad de flujo del agua (m/s)	1.37	1.85
Calor específico del agua (BTU/lb °F)	0.98	0.98
Calor específico del vapor (BTU/lb °F)	0.53	0.53
Caída de presión del agua (PSI)	71	71
Caída de presión del vapor (PSI)	12.80	12.80
Densidad del agua (kg/m³)	988.65	990.70
Densidad del vapor (kg/m³)	0.6422	0.7349
Flujo másico del agua (lb/h)	21789.85	29477.29
Flujo másico del vapor (lb/h)	15438.35	2296.89
Capacidad calorífica del agua (BTU/h °F)	21354.05	28887.74
Capacidad calorífica del vapor (BTU/h °F)	8245.62	1600.64
Transferencia de calor (BTU/h)	832807.91	218391.33
Área de superficie de transferencia (ft²)	32.29	32.29
MLDT (°F)	91.53	97.64
Relación de capacidad calorífica	0.39	0.06
Razón máxima posible de transferencia de calor (BTU/h)	1360527.80	293589.40
β	1.07	1.00
Coeficiente de transferencia de calor (BTU/ft² °F h)	281.78	69.27
Nº de unidades de transferencia	1.10	1.40
Efectividad	0.59	0.74
Eficiencia (%)	53.23	52.76

Fuente: Elaboración propia, a partir de datos proporcionados por el Ingenio San Antonio (ISA)

5.1.2.2 Intercambiador de aire

Este intercambiador (Figura 11, Anexos, página 47), presenta una baja eficiencia, al comparar sus datos de diseño con los parámetros de operación (Tabla 7, página siguiente), donde se muestra que hay una pérdida del 29.82% de su capacidad. Esta pérdida se deriva de la disminución evidente del caudal y velocidad de flujo del agua que, de acuerdo con los datos técnicos (de diseño), debería ser de 84 m³/h y 2.88 m/s, mientras los parámetros de operación son de 32.75 m³/h y 1.12 m/s.

Nótese que estos no representan ni el 50% de su capacidad máxima. Si la velocidad nominal es de 2.8 m/s, valores por encima de esta pueden causar erosión en los tubos del intercambiador, mientras que, al mantener velocidad por debajo de esta, ocurren deposiciones y hasta incrustaciones.

Tabla 7: Intercambiador de aire - TG2

Parámetros	Datos de diseño	Parámetros de operación 18 MW
Temperatura de entrada del agua (°F)	77.90	82.72
Temperatura de entrada del aire (°F)	212	138.20
Temperatura de salida del agua (°F)	90	86.72
Temperatura de salida del aire (°F)	181.40	102.20
Caudal del agua (m³/h)	84	32.75
Caudal del aire (m³/h)	33.30	13641.95
Velocidad de flujo del agua (m/s)	2.88	1.12
Calor específico del agua (BTU/lb °F)	1.00	1.00
Calor específico del aire (BTU/lb °F)	0.24	0.24
Caída de presión del agua (PSI)	85.34	85.34
Caída de presión del aire (PSI)	-	-
Densidad del agua (kg/m³)	996.13	996.02
Densidad del aire (kg/m³)	2.72	1.0954
Flujo másico del agua (lb/h)	83674.92	71893.61
Flujo másico del aire (lb/h)	137863.09	32951.24
Capacidad calorífica del agua (BTU/h °F)	83674.92	71893.61
Capacidad calorífica del aire (BTU/h °F)	33087.14	7908.30
Transferencia de calor (BTU/h)	1012466.53	284698.70
Área de superficie de transferencia (ft²)	430.56	430.56
MLDT (°F)	112.50	32.90
Relación de capacidad calorífica	0.40	0.11
Razón máxima posible de transferencia de calor (BTU/h)	4436985.68	438436
β	1.08	1.01
Coeficiente de transferencia de calor (BTU/ft² °F h)	20.90	20.10
Nº de unidades de transferencia	0.27	1.09
Efectividad	0.23	0.64
Eficiencia (%)	83.55	58.61

Fuente: Elaboración propia, a partir de datos proporcionados por el Ingenio San Antonio (ISA)

5.1.2.3 Intercambiador de aceite

Para la evaluación del intercambiador de aceite (Figura 12, Anexos, página 48), se hizo la comparación entre datos de diseño, con valor de eficiencia de 64.86 %, y las condiciones reales de operación, cuya eficiencia resultó de 57.78 % (Tabla 8), lo que favorece las deposiciones e incrustaciones en los tubos, corroboradas por la disminución de la velocidad de flujo en el sistema.

Tabla 8: Intercambiador de aceite - TG2

Parámetros	Datos de diseño	Parámetros de operación 18MW
Temperatura de entrada del agua (°F)	95	82.76
Temperatura de entrada del aceite (°F)	148.54	134.60
Temperatura de salida del agua (°F)	98.78	86.54
Temperatura de salida del aceite (°F)	118.60	100.40
Caudal del agua (m³/h)	141.50	55.50
Caudal del aceite (m³/h)	33.30	13.96
Velocidad de flujo del agua (m/s)	4.85	1.90
Calor específico del agua (BTU/lb °F)	1	1
Calor específico del aceite (BTU/lb °F)	0.50	0.50
Caída de presión del agua (PSI)	4.60	4.60
Caída de presión del aceite (PSI)	5	5
Densidad del agua (kg/m³)	993.75	996.03
Densidad del aceite (kg/m³)	875	875
Flujo másico del agua (lb/h)	304215.08	121836.50
Flujo másico del aceite (lb/h)	76815.83	26932.28
Capacidad calorífica del agua (BTU/h °F)	304215.08	121836.50
Capacidad calorífica del aceite (BTU/h °F)	38407.92	13466.14
Transferencia de calor (BTU/h)	1149933	460541.99
Área de superficie de transferencia (ft²)	623.23	623.23
MLDT (°F)	35.07	30.35
Relación de capacidad calorífica	0.13	0.11
Razón máxima posible de transferencia de calor (BTU/h)	2056359.81	698084.69
β	1.01	1.01
Coeficiente de transferencia de calor (BTU/ft² °F h)	52.61	24.35
Nº de unidades de transferencia	0.85	1.13
Efectividad	0.55	0.65
Eficiencia (%)	64.86	57.78

Fuente: Elaboración propia, a partir de datos proporcionados por el Ingenio San Antonio (ISA)

5.1.3 Turbina 3 (TG3)

A esta turbina están acoplados tres intercambiadores: uno de sello, uno de aire y uno de aceite como se muestra en el siguiente esquema:

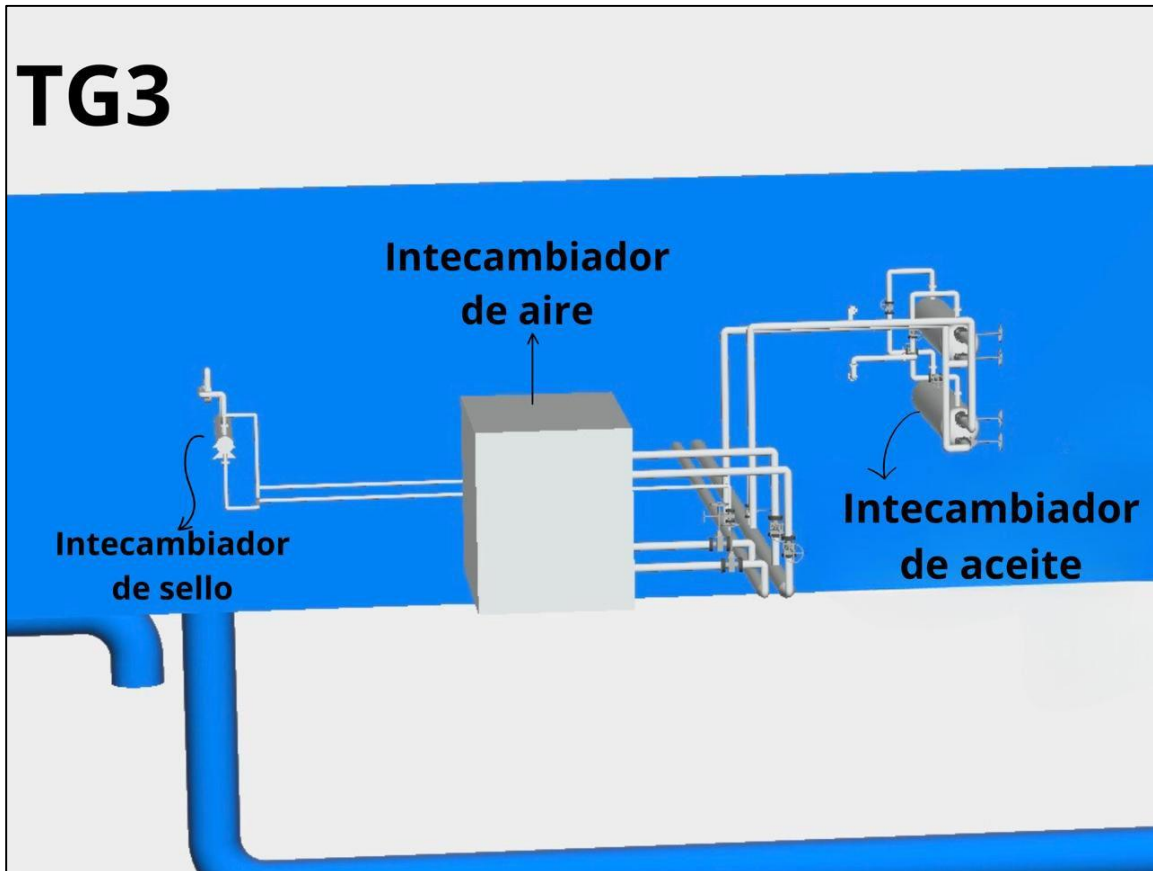


Figura 5: Esquema Turbina 3. Fuente: Ingenio San Antonio.

5.1.3.1 Intercambiador de sello

La evaluación realizada con este intercambiador de sello (Figura 13, Anexos, página 48) detalla que su eficiencia referida a datos de diseño es de 53.23%, mientras que con los parámetros de operación reales resultó de 48.64% (Tabla 9, página siguiente). La diferencia obtenida se considera despreciable, por tanto, dicho equipo trabaja dentro del rango de eficiencia aceptable.

Tabla 9: Intercambiador de sello - TG3

Parámetros	Datos de diseño	Parámetros de operación 18 MW
Temperatura de entrada del agua (°F)	101	89.96
Temperatura de entrada del vapor (°F)	266	275.36
Temperatura de salida del agua (°F)	140	101.12
Temperatura de salida del vapor (°F)	165	130.28
Caudal del agua (m³/h)	10.00	13.50
Caudal del vapor (m³/h)	240.00	1.36
Velocidad de flujo del agua (m/s)	1.37	1.85
Calor específico del agua (BTU/lb °F)	0.98	0.98
Calor específico del vapor (BTU/lb °F)	0.53	0.53
Caída de presión del agua (PSI)	71	71
Caída de presión del vapor (PSI)	12.80	12.80
Densidad del agua (kg/m³)	988.65	993.97
Densidad del vapor (kg/m³)	0.6422	0.5028
Flujo másico del agua (lb/h)	21789.85	29574.61
Flujo másico del vapor (lb/h)	15438.35	2868.25
Capacidad calorífica del agua (BTU/h °F)	21354.05	28983.12
Capacidad calorífica del vapor (BTU/h °F)	8245.62	1531.93
Transferencia de calor (BTU/h)	832807.91	323451.63
Área de superficie de transferencia (ft²)	32.29	32.29
MLDT (°F)	91.53	94.96
Relación de capacidad calorífica	0.39	0.05
Razón máxima posible de transferencia de calor (BTU/h)	1360527.80	365916.72
β	1.07	1.00
Coefficiente de transferencia de calor (BTU/ft² °F h)	281.78	105.48
Nº de unidades de transferencia	1.10	2.22
Efectividad	0.59	0.87
Eficiencia (%)	53.23	39.17

Fuente: Elaboración propia, a partir de datos proporcionados por el Ingenio San Antonio (ISA)

5.1.3.2 Intercambiador de aire

Este intercambiador no es eficiente, pues al comparar la eficiencia determinada con los datos de diseño, con la obtenida con los parámetros de operación (Tabla 10, página siguiente), se observa que hay una pérdida del 19.61 % de su capacidad. Esto se atribuye a la disminución del caudal y velocidad de flujo del agua, que según diseño debería ser de 57 m³/h y 1.95 m/s, mientras los parámetros de operación reales son de 37.25 m³/h y 1.28 m/s.

Si la velocidad nominal es de 1.95 m/s y se mantiene los valores por encima de esto, el agua puede causar deposiciones y erosión en los tubos del intercambiador.

Tabla 10: Intercambiador de aire - TG3

Parámetros	Datos de diseño	Parámetros de operación 18MW
Temperatura de entrada del agua (°F)	77.90	82.40
Temperatura de entrada del aire (°F)	212	181.40
Temperatura de salida del agua (°F)	90	86.54
Temperatura de salida del aire (°F)	181.40	127.40
Caudal del agua (m³/h)	84	37.25
Caudal del aire (m³/h)	33.30	11454.79
Velocidad de flujo del agua (m/s)	1.95	1.28
Calor específico del agua (BTU/lb °F)	1.00	1.00
Calor específico del aire (BTU/lb °F)	0.24	0.24
Caída de presión del agua (PSI)	85.34	85.34
Caída de presión del aire (PSI)	-	-
Densidad del agua (kg/m³)	996.13	996.05
Densidad del aire (kg/m³)	2.72	1.03
Flujo másico del agua (lb/h)	83674.92	81774.71
Flujo másico del aire (lb/h)	137863.09	26122.48
Capacidad calorífica del agua (BTU/h °F)	83674.92	81774.71
Capacidad calorífica del aire (BTU/h °F)	33087.14	6269.39
Transferencia de calor (BTU/h)	1012466.53	338547.30
Área de superficie de transferencia (ft²)	430.56	430.56
MLDT (°F)	112.50	66.86
Relación de capacidad calorífica	0.40	0.08
Razón máxima posible de transferencia de calor (BTU/h)	4436985.68	620670.04
β	1.08	1.00
Coeficiente de transferencia de calor (BTU/ft² °F h)	20.90	11.76
N° de unidades de transferencia	0.27	0.81
Efectividad	0.23	0.54
Eficiencia (%)	83.55	67.16

Fuente: Elaboración propia, a partir de datos proporcionados por el Ingenio San Antonio (ISA)

5.1.3.3 Intercambiador de aceite

Para la evaluación de este intercambiador de aceite, se realizó la comparación de la eficiencia obtenida con datos de diseño, que resultó de 64.86% y la obtenida con parámetros de operación, que fue de 61.63% (Tabla 11). Este resultado se justifica con la disminución de la velocidad de flujo en el sistema, lo que favorece las deposiciones e incrustaciones en los tubos.

Tabla 11: Intercambiador de aceite - TG3

Parámetros	Datos de diseño	Parámetros de operación 18MW
Temperatura de entrada del agua (°F)	95	85.82
Temperatura de entrada del aceite (°F)	148.54	129.92
Temperatura de salida del agua (°F)	98.78	90.14
Temperatura de salida del aceite (°F)	118.60	104
Caudal del agua (m³/h)	141.50	76
Caudal del aceite (m³/h)	33.30	28.81
Velocidad de flujo del agua (m/s)	4.85	2.60
Calor específico del agua (BTU/lb °F)	1	1
Calor específico del aceite (BTU/lb °F)	0.50	0.50
Caída de presión del agua (PSI)	4.60	4.60
Caída de presión del aceite (PSI)	5	5
Densidad del agua (kg/m³)	993.75	995.47
Densidad del aceite (kg/m³)	875	875
Flujo másico del agua (lb/h)	304215.08	166745.37
Flujo másico del aceite (lb/h)	76815.83	55581.79
Capacidad calorífica del agua (BTU/h °F)	304215.08	166745.37
Capacidad calorífica del aceite (BTU/h °F)	38407.92	27790.90
Transferencia de calor (BTU/h)	1149933	720340.02
Área de superficie de transferencia (ft²)	623.23	623.23
MLDT (°F)	35.07	27.58
Relación de capacidad calorífica	0.13	0.17
Razón máxima posible de transferencia de calor (BTU/h)	2056359.81	1225578.50
β	1.01	1.01
Coeficiente de transferencia de calor (BTU/ft² °F h)	52.61	41.90
Nº de unidades de transferencia	0.85	0.94
Efectividad	0.55	0.58
Eficiencia (%)	64.86	61.63

Fuente: Elaboración propia, a partir de datos proporcionados por el Ingenio San Antonio (ISA)

5.1.4 Turbina 4 (TG4)

A esta turbina están integrados tres intercambiadores: uno de sello, uno de aire y uno de aceite. La distribución de estos equipos se describe en el esquema siguiente:

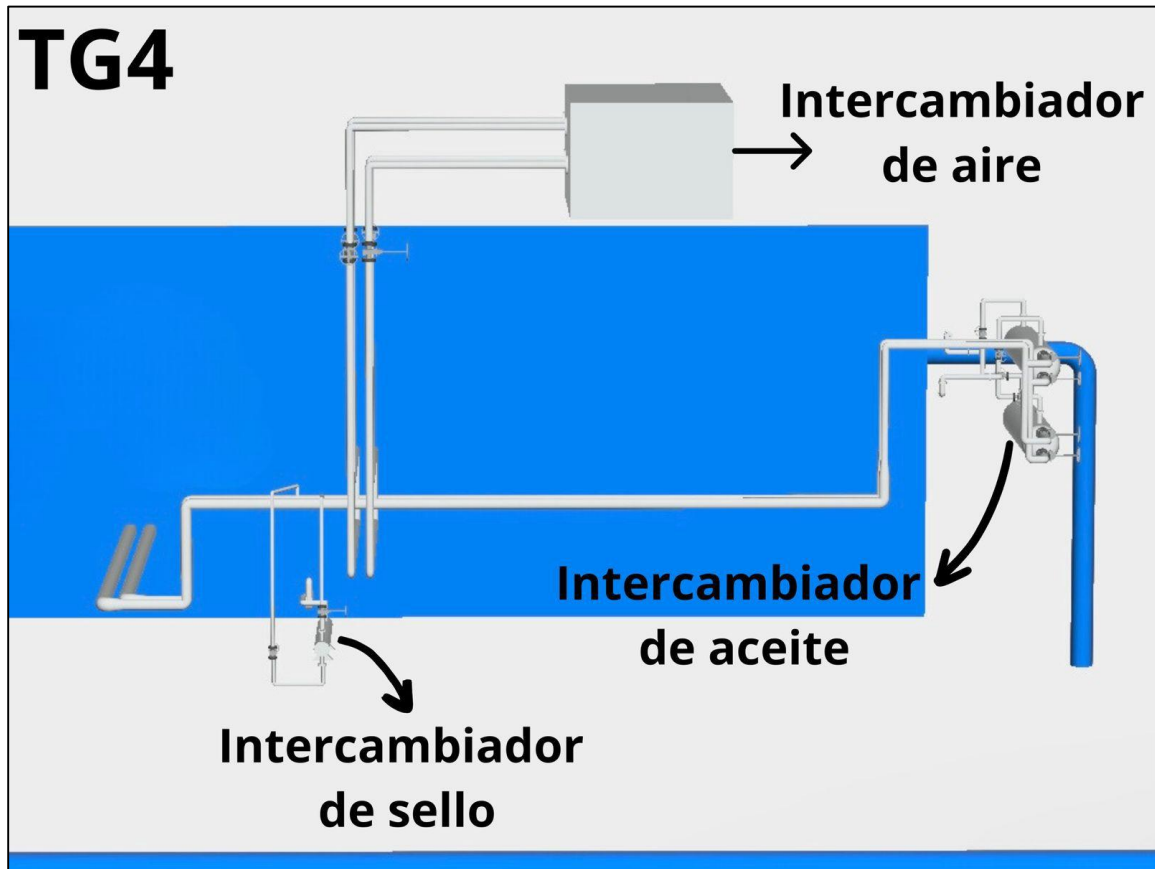


Figura 6: Sistema de turbina 4. Fuente: Ingenio San Antonio

5.1.4.1 Intercambiador de sello

Con los resultados obtenidos del intercambiador de sello (Tabla 12, página siguiente), se encuentra una diferencia despreciable en la eficiencia real con respecto a la de diseño. Por lo tanto, la evaluación establece que este equipo está operando de conformidad con lo esperado, de acuerdo con sus condiciones de diseño.

Tabla 12: Intercambiador de sello - TG4

Parámetros	Datos de diseño	Parámetros de operación 18 MW
Temperatura de entrada del agua (°F)	101	84.20
Temperatura de entrada del vapor (°F)	266	284
Temperatura de salida del agua (°F)	140	100.40
Temperatura de salida del vapor (°F)	165	140
Caudal del agua (m³/h)	10.00	13.50
Caudal del vapor (m³/h)	240.00	2.89
Velocidad de flujo del agua (m/s)	1.37	1.85
Calor específico del agua (BTU/lb °F)	0.98	0.98
Calor específico del vapor (BTU/lb °F)	0.53	0.53
Caída de presión del agua (PSI)	71	71
Caída de presión del vapor (PSI)	12.80	12.80
Densidad del agua (kg/m³)	988.65	994.60
Densidad del vapor (kg/m³)	0.6422	0.5978
Flujo másico del agua (lb/h)	21789.85	29593.33
Flujo másico del vapor (lb/h)	15438.35	6108.71
Capacidad calorífica del agua (BTU/h °F)	21354.05	29001.46
Capacidad calorífica del vapor (BTU/h °F)	8245.62	3262.66
Transferencia de calor (BTU/h)	832807.91	469823.68
Área de superficie de transferencia (ft²)	32.29	32.29
MLDT (°F)	91.53	107.31
Relación de capacidad calorífica	0.39	0.11
Razón máxima posible de transferencia de calor (BTU/h)	1360527.80	651880.36
β	1.07	1.01
Coeficiente de transferencia de calor (BTU/ft² °F h)	281.78	135.59
Nº de unidades de transferencia	1.10	1.34
Efectividad	0.59	0.71
Eficiencia (%)	53.23	52.80

Fuente: Elaboración propia, a partir de datos proporcionados por el Ingenio San Antonio (ISA)

5.1.4.2 Intercambiador de aire

Al comparar los datos de diseño con los parámetros de operación, este intercambiador muestra una baja eficiencia, con una pérdida del 29.82% de su capacidad (Tabla 13, página siguiente). El caudal y la velocidad de flujo del agua han disminuido significativamente.

Tabla 13: Intercambiador de aire - TG4

Parámetros	Datos de diseño	Parámetros de operación 18 MW
Temperatura de entrada del agua (°F)	77.90	82.72
Temperatura de entrada del aire (°F)	212	138.20
Temperatura de salida del agua (°F)	90	86.72
Temperatura de salida del aire (°F)	181.40	102.20
Caudal del agua (m³/h)	84	32.75
Caudal del aire (m³/h)	33.30	13641.95
Velocidad de flujo del agua (m/s)	2.88	1.12
Calor específico del agua (BTU/lb °F)	1.00	1.00
Calor específico del aire (BTU/lb °F)	0.24	0.24
Caída de presión del agua (PSI)	85.34	85.34
Caída de presión del aire (PSI)	-	-
Densidad del agua (kg/m³)	996.13	996.02
Densidad del aire (kg/m³)	2.72	1.0954
Flujo másico del agua (lb/h)	83674.92	71893.61
Flujo másico del aire (lb/h)	137863.09	32951.24
Capacidad calorífica del agua (BTU/h °F)	83674.92	71893.61
Capacidad calorífica del aire (BTU/h °F)	33087.14	7908.30
Transferencia de calor (BTU/h)	1012466.53	284698.70
Área de superficie de transferencia (ft²)	430.56	430.56
MLDT (°F)	112.50	32.90
Relación de capacidad calorífica	0.40	0.11
Razón máxima posible de transferencia de calor (BTU/h)	4436985.68	438436
β	1.08	1.01
Coefficiente de transferencia de calor (BTU/ft² °F h)	20.90	20.10
Nº de unidades de transferencia	0.27	1.09
Efectividad	0.23	0.64
Eficiencia (%)	83.55	58.61

Fuente: Elaboración propia, a partir de datos proporcionados por el Ingenio San Antonio (ISA)

5.1.4.3 Intercambiador de aceite

La evaluación de este intercambiador de aceite también se realizó por comparación entre la eficiencia obtenida con datos de diseño (64.86%) y la determinada con parámetros de operación reales (57.75%) (Tabla 14, página siguiente). La diferencia se asocia con la misma fuente de origen de la baja eficiencia del intercambiador de aceite de la turbina 3, es decir, la baja velocidad de flujo.

Tabla 14: Intercambiador de aceite - TG4

Parámetros	Datos de diseño	Parámetros de operación 18MW
Temperatura de entrada del agua (°F)	95	85.10
Temperatura de entrada del aceite (°F)	148.54	131
Temperatura de salida del agua (°F)	98.78	87.98
Temperatura de salida del aceite (°F)	118.60	100.40
Caudal del agua (m³/h)	141.50	116
Caudal del aceite (m³/h)	33.30	24.84
Velocidad de flujo del agua (m/s)	4.85	2.60
Calor específico del agua (BTU/lb °F)	1	1
Calor específico del aceite (BTU/lb °F)	0.50	0.50
Caída de presión del agua (PSI)	4.60	4.60
Caída de presión del aceite (PSI)	5	5
Densidad del agua (kg/m³)	993.75	995.73
Densidad del aceite (kg/m³)	875	875
Flujo másico del agua (lb/h)	304215.08	254572.31
Flujo másico del aceite (lb/h)	76815.83	47919.49
Capacidad calorífica del agua (BTU/h °F)	304215.08	254572.31
Capacidad calorífica del aceite (BTU/h °F)	38407.92	23959.57
Transferencia de calor (BTU/h)	1149933	733168.27
Área de superficie de transferencia (ft²)	623.23	623.23
MLDT (°F)	35.07	26.81
Relación de capacidad calorífica	0.13	0.09
Razón máxima posible de transferencia de calor (BTU/h)	2056359.81	1099752.40
β	1.01	1.00
Coeficiente de transferencia de calor (BTU/ft² °F h)	52.61	43.87
Nº de unidades de transferencia	0.85	1.14
Efectividad	0.55	0.66
Eficiencia (%)	64.86	57.75

Fuente: Elaboración propia, a partir de datos proporcionados por el Ingenio San Antonio (ISA)

5.2 Cálculo de las pérdidas hidráulicas

Para obtener las pérdidas totales se realizó la evaluación desde la torre de enfriamiento hasta los intercambiadores de calor de cada turbina (Figura 14, Anexos, página 49), aplicando la ecuación de Bernoulli, como se explicó en la metodología. El detalle del cálculo se presenta en un archivo de Microsoft Excel adjunto a este informe final. El valor de pérdidas hidráulicas totales resultó de 757.83 m.

Entre las principales causas de este valor elevado está el tamaño de la tubería, ya que el diámetro de este conducto influye en la presión, lo que significa que el agua forzada a través de un diámetro de ocho pulgadas tendrá menos presión que la misma cantidad de agua bombeada a través de un tubo de cuatro pulgadas. Por tanto, al presentarse cambios de diámetro en todo el sistema, que se pueden observar en el apartado 9.4 de anexos, influyen en la velocidad de flujo, lo que provoca una pérdida de carga continua, producida por la fricción entre el fluido y las paredes de la tubería, y se extienden a lo largo de toda la longitud de ésta.

Por otro lado, están presentes las pérdidas localizadas provocadas por: codos, reductores, conexiones T y válvulas, generando turbulencia en el fluido. Por consiguiente, esta pérdida de carga tiene mayor intensidad en la zona donde están los accesorios mencionados.

Por último, existe una parte de pérdidas causadas por conexiones de tuberías que no son utilizadas y almacenan parte del caudal. Esto se observa en los diagramas incluidos en anexos, apartado 9.4; específicamente, esto sucede en los sistemas de enfriamiento TG2, TG3 y TG4, esas líneas se conectan al punto 1 establecido en el plano de la turbina 4.

5.3 Propuesta para mejorar las condiciones actuales desde el punto de vista operacional, mecánico, químico y económico.

Con el análisis efectuado, se determinó que no es necesario realizar cambios desde el punto de vista químico, porque el lubricante que utilizan para los intercambiadores de aceite, no provocó ninguna afectación durante el estudio. En cambio, en la parte operacional, mecánica y económica, si requiere mejoras.

Para aumentar la eficiencia y reducir las pérdidas hidráulicas presentadas en el subtítulo anterior, se propone cambiar el diámetro de las tuberías de alimentación de los intercambiadores de calor de aire, aceite y sello, de las turbinas 2, 3 y 4, porque están afectados por la velocidad de flujo. Este sistema fue diseñado para la turbina 1 y con el tiempo se agregó el resto de las turbinas, variando los diámetros y afectando la eficiencia de estos equipos. En la turbina 1 no es necesario cambiar diámetro de tuberías porque las afectaciones presentadas son causadas principalmente por los equipos en sí: en el condensador de superficie sólo funciona el 86% de los tubos y en el condensador existe una contrapresión,

que afecta el resto de los intercambiadores de este sistema, al ser un circuito cerrado.

En las tablas 15, 16 y 17, en anexos, se presentan los diámetros calculados para las tuberías del sistema de alimentación, donde se observa que no se obtiene la misma velocidad de flujo de diseño, pero sí aproximada, debido a que se propone que los intercambiadores de aire y aceite funcionen con un mismo diámetro de tubería en cada turbina y el de sello, igual diámetro para las tres turbinas.

Por otro lado, al tener este dato, se selecciona el material a utilizar, que será de acero inoxidable en las tuberías y accesorios. Además, se presenta las especificaciones de cada accesorio requerido, que se muestra en las fichas técnicas (apartado 9.6 de anexos).

Con estas modificaciones, se presenta la propuesta de cambio de diámetro en el sistema de alimentación con un costo total del proyecto de C\$ 6,119,061.68 (detallado en archivo de Microsoft Excel adjunto a este informe final). Esta mejora consiste en eliminar tuberías y rediseñar sus líneas hidráulicas, procurando la velocidad de flujo adecuada para aumentar la eficiencia de los equipos y, de esta forma, obtener una mayor producción de energía. Los diagramas de enfriamiento se aprecian en el apartado 9.7 de anexos.

5.4 Viabilidad económica de optimizar el sistema de intercambiadores

Con los datos obtenidos para la cantidad de energía proyectada o que se esperaba producir (16.49 MWh, conforme diseño inicial) y la que realmente se está produciendo (11.25 MWh), detallados en la Tabla 18 (página 52), se observa que existe una pérdida de 5.24 MWh en cada una de las cuatro turbinas (energía no generada). Esto afecta económicamente a la industria, ya que se aprecia una diferencia monetaria anual elevada, estimada en la Tabla 19 (anexos, página 52).

Sin embargo, se tiene presente que el ingenio vende energía aproximadamente el 80% de año, lo que significa que si esta industria produjera la energía de diseño obtendría lo equivalente a C\$ 2,505,798,448.51. En cambio, la energía realmente producida tiene un valor comercial de C\$ 1,709,535,024.00, lo que significa que la pérdida económica anual es de C\$ 796,263,424.51 (Ver Tabla 20, anexos, página 53).

Para evaluar la viabilidad económica de la mejora propuesta para los intercambiadores de aceite y sello de las tres turbinas y también de la tubería madre, se estimó el costo total del proyecto, que fue de C\$ 6,119,061.68 (con precios del primer trimestre 2024, referidos en páginas Web de Colombia y China). Igualmente, se determinó su Costo anual Uniforme Equivalente (CAUE) que resultó de C\$ 1,532,824.95 (detallado en anexos, en Microsoft Excel). Se observa que ambos valores son bastante inferiores al valor estimado de la pérdida energética anual, por lo que es conveniente invertir en la propuesta presentada, aún si sus costos reales se multiplicaran hasta diez veces.

5.5 Limitaciones del estudio

Al momento de realizar este tema monográfico se tuvo que vencer varias dificultades, entre ellas, que no existía una base o referencia de cálculos, de estimaciones previas para este estudio, en el Ingenio San Antonio. No contaban con el plano del sistema hidráulico desde la torre de enfriamiento hasta los intercambiadores de calor de cada turbina, por tanto, se inició desde ahí, para comprender mejor lo que se tenía que ejecutar. Esto consumió un periodo de un mes, aproximadamente, para realizar el levantamiento y obtener los diagramas.

Tampoco se contó con los datos de diseño de algunos intercambiadores de calor de la turbina 1: condensador, aceite y sello, debido a que estos equipos son demasiado antiguos, por consiguiente, para éstos no se realizó la comparación de datos de diseño con los parámetros de operación.

Por otra parte, no se solicitó oportunamente la autorización para modificar el primer objetivo específico incluido en el protocolo de esta investigación, que plantea establecer modelo matemático para la evaluación de los intercambiadores de calor mediante el método del número de unidades de transferencia (NUT). Este debió ajustarse a lo que en realidad se hizo, que fue *aplicar algoritmo de cálculo seleccionado* para la evaluación de los intercambiadores de calor mediante el método del número de unidades de transferencia (NUT).

Debido a que no se contó con datos de referencia de los primeros años de operación de las turbinas, se tomó la potencia de diseño de éstas como base para estimar las pérdidas económicas por energía no generada. Por ello, las pérdidas estimadas resultaron bastante elevadas.

De acuerdo con una comunicación personal con el Ing. Silvio Varela, (jefe de laboratorio de Calderas del Ingenio San Antonio), se estima que el sistema de turbinas evaluado lleva al menos 20 años en operación, de modo que no puede esperarse recuperar la eficiencia de diseño, sino más bien que deje de funcionar en un máximo de una década, por lo que el costo real de las pérdidas estimadas se debe ajustar reduciéndose en un 66.7%, ante el hecho de que estos equipos ya han consumido dos tercios de su vida útil máxima esperada (estimada en 30 años¹). Esto, suponiendo una correlación lineal inversamente proporcional entre la eficiencia y los años de operación de estos equipos.

El mismo Ing. Varela refirió a las autoras de este trabajo monográfico (mensaje de Whats app del 17/11/24) que la propuesta de cambio de diámetro de tuberías y accesorios recomendado en este estudio, aún se encuentra en planes de implementación, en el Ingenio San Antonio.

¹ Esta es una estimación optimista, pues Aminov et al. (2016) estimaron la vida útil de turbinas de vapor de plantas térmicas entre 18 y 25 años, dependiendo del régimen de operación de las mismas.

VI. CONCLUSIONES

Se logró evaluar los trece intercambiadores de calor de sello, aire y aceite correspondientes a las cuatro turbinas de cogeneración del Ingenio San Antonio, Chichigalpa - Chinandega, en el período 2022-2023, además de la formulación de una propuesta de mejora para este sistema.

No se estableció modelo matemático para la evaluación de los intercambiadores de calor, como se propuso inicialmente, sino más bien se aplicó un algoritmo de cálculo para determinar su eficiencia, mediante el método del número de unidades de transferencia (NUT). Así, se identificó que diez de los trece intercambiadores evaluados presentan una baja eficiencia.

Al analizar los parámetros de diseño y de operación, se determinó las causas de la baja eficiencia de los intercambiadores evaluados, conforme el siguiente detalle:

- En el condensador de superficie (TG1) sólo está funcionando el 86% de los tubos, lo que implica una disminución en la transferencia de calor.
- En el condensador (Chimbos 1 y 2, TG1) se observó que las afectaciones son provocadas porque hay una contrapresión en el circuito de enfriamiento de agua de la torre, lo que influye en el intercambio calórico en el ciclo de enfriamiento de agua condensada, alterando de esta manera el funcionamiento de los intercambiadores de sello y aceite, ya que estos utilizan agua condensada.
- Los intercambiadores de aceite y aire de las turbinas 2, 3 y 4 se ven afectados por la disminución del flujo volumétrico y la velocidad de flujo. En cambio, en el de sello, no se encontró anomalía.
- Las pérdidas hidráulicas totales resultaron de 757.83 m, provocadas por el cambio brusco de diámetros, accesorios y conexiones de tuberías, incluyendo algunas que no son utilizadas, que se debe suprimir.

Como solución para mejorar las condiciones actuales desde el punto de vista operacional, mecánico, químico y económico, se planteó una propuesta de modificación de diámetro de varias tuberías. Se determinó que el sistema no requiere mejora desde el punto de vista químico, porque el lubricante de los intercambiadores de aceite no influye en la eficiencia del equipo. En cambio, se propuso el rediseño del sistema con los siguientes diámetros de tubería: intercambiador de aceite y aire para turbo-2 (2.5"), intercambiador de aceite y aire para turbo-3 (3.5"), intercambiador de aceite y aire para turbo-4 (4") e intercambiador de sello para las tres turbinas (2.5"). También se debe cambiar la línea de alimentación principal (tubería madre) a un diámetro de 30" (0.762 m).

Finalmente, se evaluó la viabilidad económica de optimizar el sistema de intercambiadores, determinándose que la inversión requerida para la mejora propuesta (C\$ 6,119,061.68 - con precios del primer trimestre 2024-) es inferior al valor anual de la pérdida por energía no producida (C\$ 796,263,424.51). Por tanto, es conveniente implementar la propuesta presentada.

VII. RECOMENDACIONES

Al momento de estimar el costo de la propuesta de mejora del sistema de intercambiadores de calor del área de cogeneración del Ingenio San Antonio (ISA), se utilizó precios de accesorios y tuberías publicados en páginas Web de Colombia y de China, por lo que es de esperar que el costo real y actualizado de esta propuesta sea mayor, cuando la empresa se decida a adquirir estos materiales. Por tanto, se recomienda cotizar los materiales requeridos con proveedores nacionales o regionales que aseguren su entrega directa en Chichigalpa, es decir, incluyendo el costo de transporte hasta el Ingenio.

Sea que se instale o no lo mejora propuesta, el ISA debe asegurar inspección visual regular del área de intercambiadores para identificar oportunamente signos de corrosión, fugas, acumulación de suciedad o depósitos, que puedan reducir la eficiencia del sistema.

Igualmente se debe programar y asegurar la limpieza periódica de las tuberías, al menos cada seis meses, con los químicos adecuados recomendados por su departamento técnico.

Al menos una vez al año, realizar una inspección profunda del sistema con técnicas no destructivas como ultrasonido, para detectar corrosión interna o daños estructurales y realizar las reparaciones necesarias, para mantener una buena eficiencia en el sistema de intercambiadores de calor.

También se recomienda mantener registros de todas las inspecciones y mantenimiento realizados, para ayudar a planificar futuras intervenciones y cumplir con las normativas. La capacitación adecuada del personal encargado de este sistema, es otra estrategia que contribuirá a mantener su eficiencia.

VIII. BIBLIOGRAFÍA

- Aminov, R. Z., Shkret, A. F. y Garievskii, M. V. (2016). Estimation of Lifespan and Economy Parameters of Steam-Turbine Power Units in Thermal Power Plants Using Varying Regimes. ISSN 0040-6015, *Thermal Engineering*, 2016, Vol. 63, No. 8, pp. 551–557.
https://www.researchgate.net/publication/305312461_Estimation_of_lifespan_and_economy_parameters_of_steam-turbine_power_units_in_thermal_power_plants_using_varying_regimes
- Baca Urbina, G. (2015). *Ingeniería económica* (Sexta ed.). McGRAW-HILL.
- Cadena, A. (31 de Julio de 2023). *Fundamentos del análisis de reemplazo*.
<https://view.genial.ly/64c83f8fdad86b0012f1beb3/presentation-51-fundamentos-del-analisis-de-reemplazo>
- Cardona, R. (2008). *Análisis de sensibilidad del intercambiador de calor de tubo y coraza del Laboratorio de Plantas Térmicas de la Universidad Libre*. (Monografía de Ingeniería Mecánica). Universidad Libre, Colombia.
<https://repository.unilibre.edu.co/bitstream/handle/10901/11604/Tesis%20y%20art%C3%ADculo.pdf?sequence=1>
- Castillo, C. (2022). *Evaluación del sistema de transferencia de calor para el aire de secado del café en el Beneficio Central de Coopetarrazú*. (Monografía de Licenciatura en Ingeniería Agrícola y de Biosistemas). Universidad de Costa Rica. <https://www.ingbiosistemas.ucr.ac.cr/wp-content/uploads/2022/09/TFG-ChristopherCastilloHerrera.pdf>
- Connor, N. (20 de enero de 2020). *¿Qué es la ecuación de Bernoulli? Principio de Bernoulli: definición*. <https://www.thermal-engineering.org/es/que-es-la-ecuacion-de-bernoulli-principio-de-bernoulli-definicion/>
- Cruz, B. (2020). *Evaluación técnica del área de precalentado de jugo clarificado en el Ingenio San Antonio durante la zafra 2016-2017*. (Monografía Ingeniería Química). Universidad Nacional de Ingeniería (UNI), Nicaragua.
- Dammert, A., García, R., & Molinelli, F. (2008). *Regulación y supervisión del sector eléctrico*. FONDO Editorial.
<https://repositorio.pucp.edu.pe/index/handle/123456789/46599>
- Delgado , C. (junio de 2014). *DISEÑO DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR DE TUBOS Y CORAZA PARA FLUIDOS LÍQUIDO- LÍQUIDO*. (Tesis Ingeniería Química). Universidad Nacional del Callao
https://repositorio.unac.edu.pe/bitstream/handle/20.500.12952/376/Carlos_Eduardo_Tesis_tituloprofesional_2014.pdf?sequence=3&isAllowed=y

- Garcés, F., García, V., García, F., González, C., Pérez, C., & Ojeda, V. (2021). *Sistemas de intercambiadores de calor*. INSTITUTO TECNOLÓGICO DE ORIZABA, México. <https://www.studocu.com/es-mx/document/instituto-tecnologico-de-orizaba/procesos-de-separacion-1/actividad-11-sistema-de-intercambiadores-de-calor-equipo-2/17544897>
- Gobierno de Reconciliación y Unidad Nacional. (2021). *Plan Nacional de Lucha contra la Pobreza y para el Desarrollo Humano 2022-2026*. www.pndh.gob.mx/descargas.aspx
- Guevara, R. (13 de diciembre de 2017). *TURBINAS DE VAPOR*. <file:///C:/Users/elimo/OneDrive/Desktop/Evaluacion%20de%20intercambiadores%20cogeneracion%202022/fund%20te%C3%B3rica/380996035.pdf>
- Holman, J. P. (1999). *Transferencia de Calor*. McGraw Hill Book Company, Inc.
- Imbert-González, J. (2011). Evaluación de un intercambiador de calor. Estudio de su empeño como recuperador de calor. *Tecnología química*, pág 37-44. <https://www.redalyc.org/pdf/4455/445543774005.pdf>
- Kern, D. Q. (1999). *Procesos de transferencia de calor*. Compañía Editorial Continental, S.A. de C.V. México.
- Kacka, S., Liu, H. & Pramuanjaroenkij, A. (2012). *Heat Exchangers. Selection, Rating, and Thermal Design* (3ra ed.). CRC Press.
- Mott, R. (2006). *Mecánica de fluidos* (6ta ed.). Pearson.
- Pérez, A., Segura, R., Montalván, J., Ranero, E. & Pérez, E. (2021). Evaluación térmico-hidráulica de un intercambiador de calor de tubo y coraza para el calentamiento de acetona. *NEXO Revista Científica*, 34 (04), pp. 1075-1097. <https://revistas.uni.edu.ni/index.php/Nexo/article/view/137/147>
- Pérez, A. & Pérez, E. (2019). Diseño térmico de un intercambiador de calor de doble tubo para el enfriamiento de acetona. *NEXO, Revista Científica*, 32, pp. 150-165. <https://doi.org/10.5377/nexo.v32i02.9265>
- Pérez, A., Pérez, E., Pazos, L. & Heredia, A. (2019). Diseño de un intercambiador de calor de serpentín para el enfriamiento de acetona. *NEXO, Revista Científica*, 32, pp. 61-74. <https://ribuni.uni.edu.ni/4735/1/ricardo%20C%20B6.pdf>
- Pérez, A., Pérez, E., Ranero, E., & Valero, G. (2021). Diseño técnico de un intercambiador de calor de doble tubo aleteado para el enfriamiento de etanol. *NEXO, Revista Científica*, 34, (02) pp. 636-660. <https://www.camjol.info/index.php/NEXO/article/view/11549/13384>
- Ramírez, A. (24 de abril de 2013). *Evaluación de torres de enfriamiento en refinerías*. (Monografía de Ingeniería Química Petrolera). Instituto Politécnico Nacional (IPN), México. <https://tesis.ipn.mx/jspui/bitstream/123456789/16956/1/25-1-16599.pdf>

- Restrepo, C. & Obregón, D. (27 de abril de 2005). *EVALUACIÓN DE COSTO ANUAL EQUIVALENTE (CAUE)* . chrome-extension://efaidnbmnnnibpcajpcgiclfindmkaj/https://www.emagister.com/uploads_user_home/Comunidad_Emagister_922_COSTO_ANUAL_EQUIVALENTE_-CAUE-.pdf
- Sánchez, C. (Diciembre de 2016). TURBINAS HIDROKINETICAS UNA ALTERNATIVA PARA GENERACIÓN ELÉCTRICA. COLINNOVACION, 2. *DESARROLLO TECNOLÓGICO E INNOVACIÓN EMPRESARIAL*, Edición 5, Volumen 2. Diciembre - 2016. ISSN 2322-8725. https://www.researchgate.net/publication/322835380_TURBINAS_HIDROKINETICAS_UNA_ALTERNATIVA_PARA_GENERACION_ELECTRICA
- Sánchez, R. (2015). Intercambiadores de calor. *ResearchGate*, pag 88-107. https://www.researchgate.net/publication/296844996_intercambiadores_de_calor
- TotalEnergies (18 de febrero de 2020). *La energía y el desarrollo de la humanidad*. <https://www.totalenergies.es/es/pymes/blog/la-energia-y-el-desarrollo-de-la-humanidad#:~:text=La%20energ%C3%ADa%20es%20el%20>
- Trading Economics (30 de junio de 2024). Interest Rate | America. <https://tradingeconomics.com/country-list/interest-rate?continent=america>
- Trijueque, M. (2018). *Renove Tecnología*. PARTES DE UNA TURBINA DE VAPOR: <https://www.renovetec.com/590-mantenimiento-industrial/110-mantenimiento-industrial/306-partes-de-una-turbina-de-vapor>
- WTSML Heat Transfer Technology Co. (s.f.). *Cuál es diferencia entre condensador e intercambiador de calor*. <https://es.heatexchangersgasket.com/info/what-is-difference-between-condenser-and-heat-31011581.html>
- WTSML Heat Transfer Technology Co., Ltd. (1 de abril de 2020). Tecnología de transferencia de calor. *Estructura y principio de funcionamiento del enfriador de aceite lubricante*. <http://es.heatexchangersgasket.com/news/structure-and-working-principle-of-lubricating-32979815.html>

IX. ANEXOS

9.1 Costo de energía por el Instituto Nicaragüense de Energía (INE)



INSTITUTO NICARAGÜENSE DE ENERGÍA ENTE REGULADOR

TARIFAS ACTUALIZADAS A ENTRAR EN VIGENCIA EL 1 DE FEBRERO DE 2024

AUTORIZADAS PARA LAS DISTRIBUIDORAS DISNORTE Y DISSUR

MEDIA TENSION (VOLTAJE PRIMARIO EN 13.8 Y 24.9 kV)					
TIPO DE TARIFA	APLICACIÓN	TARIFA		CARGO POR	
		CÓDIGO	DESCRIPCIÓN	ENERGÍA (C\$/kWh)	POTENCIA (C\$/kW-mes)
GENERAL MAYOR	Carga contratada mayor de 25 kW para uso general (Establecimientos Comerciales, Oficinas Públicas y Privadas Centro de Salud, Hospitales, etc)	T-2D	TARIFA BINOMIA SIN MEDICIÓN HORARIA ESTACIONAL		
			Todos los kWh	6.3886	
			kW de Demanda Máxima		938.6339
		T-2E	TARIFA BINOMIA CON MEDICIÓN HORARIA ESTACIONAL		
			Verano Punta	10.3991	
			Invierno Punta	10.0677	
			Verano Fuera de Punta	7.1861	
			Invierno Fuera de Punta	6.9450	
			Verano Punta		1,045.1413
			Invierno Punta		652.7073
			Verano Fuera de Punta		0.0000
			Invierno Fuera de Punta		0.0000
INDUSTRIAL MEDIANA	Carga contratada mayor de 25 y hasta 200 kW para uso Industrial (Talleres, Fábricas, etc.)	T-4D	TARIFA BINOMIA SIN MEDICIÓN HORARIA ESTACIONAL		
			Todos los kWh	5.2843	
			kW de Demanda Máxima		601.6152
		T-4E	TARIFA BINOMIA CON MEDICIÓN HORARIA ESTACIONAL		
			Verano Punta	7.7477	
			Invierno Punta	7.4948	
			Verano Fuera de Punta	5.1503	
			Invierno Fuera de Punta	4.9792	
			Verano Punta		778.4191
			Invierno Punta		486.1407
			Verano Fuera de Punta		0.0000
			Invierno Fuera de Punta		0.0000
INDUSTRIAL MAYOR	Carga contratada mayor de 200 kW para uso Industrial (Talleres, Fábricas, etc)	T-5D	TARIFA BINOMIA SIN MEDICIÓN HORARIA ESTACIONAL		
			Todos los kWh	5.4209	
			kW de Demanda Máxima		626.4157
		T-5E	TARIFA BINOMIA CON MEDICIÓN HORARIA ESTACIONAL		
			Verano Punta	8.0132	
			Invierno Punta	7.7520	
			Verano Fuera de Punta	5.2947	
			Invierno Fuera de Punta	5.1211	
			Verano Punta		811.2630
			Invierno Punta		506.6451
			Verano Fuera de Punta		0.0000
			Invierno Fuera de Punta		0.0000
PEQUEÑAS CONCESIONARIAS	Para uso exclusivo de pequeñas distribuidoras de energía eléctrica	TPC	TARIFA MONOMIA		
			Todos los kWh	4.3949	

Figura 7: Tarifas actualizadas del costo de energía vigente en febrero del 2024.

Fuente: https://www.ine.gob.ni/wp-content/uploads/2024/02/media_tension_3_febrero24.pdf

9.2 Condiciones actuales del Condensador de Superficie TG1

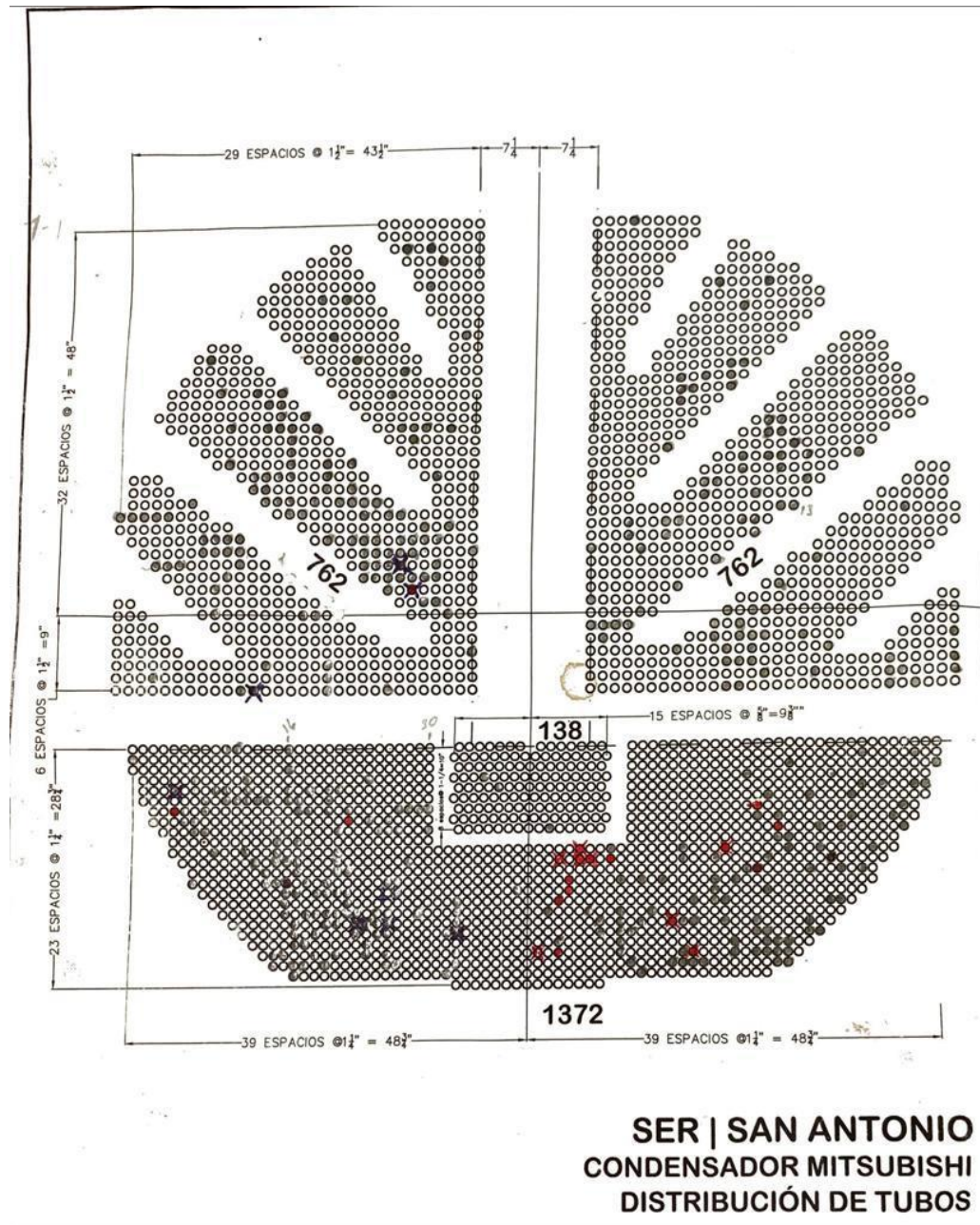


Figura 8: Números de tubos totales y obstruidos del intercambiador de superficie – TG 1. Fuente: Ingenio San Antonio

9.3 Ilustraciones de los intercambiadores de calor



Figura 9: Condensador. Fuente: Ingenio San Antonio



Figura 10: Intercambiador de Aceite - TG1. Fuente: Ingenio San Antonio



Figura 11: Intercambiador de Aire - TG2. Fuente: Ingenio San Antonio



Figura 12: Intercambiador de Aceite - TG2. Fuente: Ingenio San Antonio.

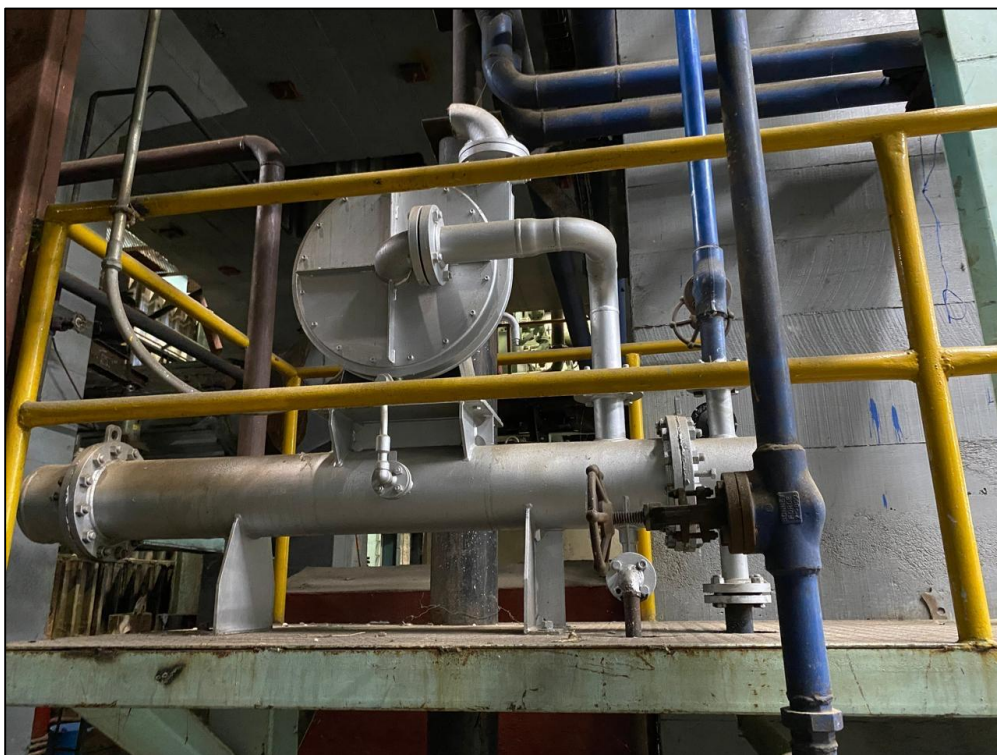


Figura 13: Intercambiador de Sello - TG3. Fuente: Ingenio San Antonio.

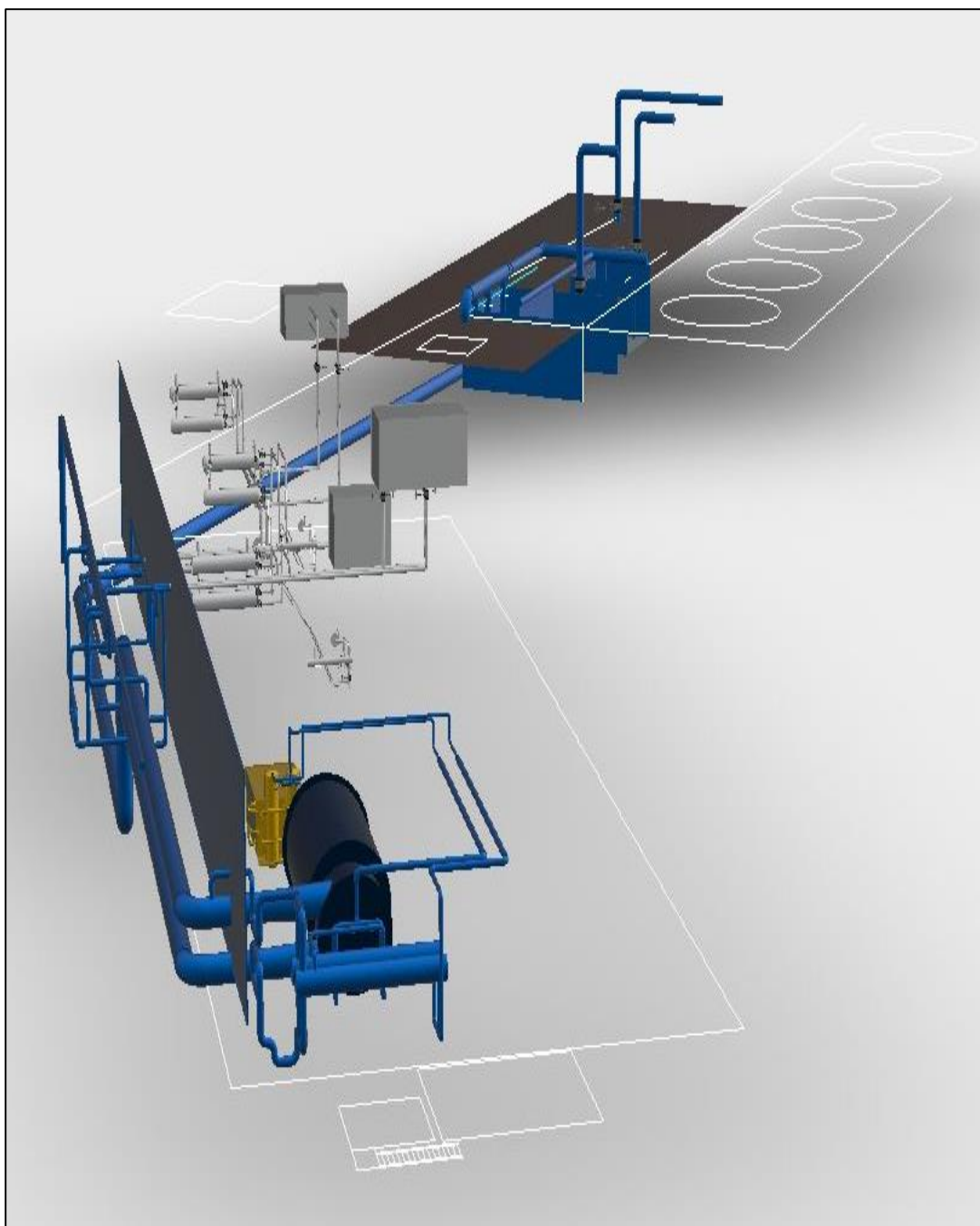


Figura 14: Diagrama del sistema desde torre de enfriamiento hasta los intercambiadores de calor de cada turbina. Fuente: Ingenio San Antonio.

9.4 Diagrama actual de las líneas del sistema de enfriamiento provenientes de la torre de enfriamiento hacia los intercambiadores de calor de cada turbina.

9.5 Tablas de resultados

A continuación, se incluye tablas con los resultados intermedios para la propuesta de cambio de diámetro de tuberías y accesorios, recomendada para incrementar la eficiencia del sistema de intercambiadores de calor del área de cogeneración del Ingenio San Antonio.

9.5.1 Propuesta de diámetro de cada intercambiador

Tabla 15: Propuesta de diámetro - TG2

Parámetros	Diámetro (in)	Diámetro (m)	Caudal (m³/h)	Velocidad de flujo calculada (m/s)	Velocidad de flujo de diseño (m/s)
Intercambiador de aire-Generador	2.5	0.0635	32.75	2.87	2.88
Intercambiador de aceite	2.5	0.0635	55.5	4.87	4.85
Intercambiador de sello	2.5	0.0635	13.5	1.18	1.37

Fuente: Elaboración propia, a partir de datos proporcionados por el Ingenio San Antonio (ISA)

Tabla 16: Propuesta de diámetro - TG3

Parámetros	Diámetro (in)	Diámetro (m)	Caudal (m³/h)	Velocidad de flujo calculada (m/s)	Velocidad de flujo de diseño (m/s)
Intercambiador de aire-Generador	3.5	0.088	37.25	1.70	1.95
Intercambiador de aceite	3.5	0.088	76	3.47	4.85
Intercambiador de sello	2.5	0.0635	13.5	1.18	1.37

Fuente: Elaboración propia, a partir de datos proporcionados por el Ingenio San Antonio (ISA)

Tabla 17: Propuesta de diámetro - TG4

Parámetros	Diámetro (in)	Diámetro (m)	Caudal (m³/h)	Velocidad de flujo calculada (m/s)	Velocidad de flujo de diseño (m/s)
Intercambiador de aire-Generador	4	0.1016	54.5	1.87	1.95
Intercambiador de aceite	4	0.1016	116	3.97	4.85
Intercambiador de sello	2.5	0.0635	13.5	1.18	1.37

Fuente: Elaboración propia, a partir de datos proporcionados por el Ingenio San Antonio (ISA)

9.5.2 Viabilidad económica de optimizar el sistema de intercambiadores

Tabla 18: Producción de energía eléctrica por turbina

Parámetros	Diseño	Real
Potencia (MW)	19.40	15.00
Tiempo (h)	1	1
Capacidad	85%	75%
Energía Producida (MWh)	16.49	11.25
Energía Producida (kWh)	16490	11250

Fuente: Elaboración propia, a partir de datos proporcionados por el Ingenio San Antonio (ISA)

Tabla 19: Valor de energía que se esperaba producir anualmente

Sistema de cuatro turbinas	Potencia a generar (kW)	Precio (C\$/kWh)	Tiempo de operación anual (h/año)	Total (C\$/año)
Diseño	65960	C\$5.42	8760	C\$3,132,248,060.64
Real	45000	C\$5.42	8760	C\$2,136,918,780.00

Fuente: Elaboración propia, a partir de datos proporcionados por el Ingenio San Antonio (ISA)

Tabla 20: Valor del 80% anual de energía a generar y pérdida económica anual

Si genera energía el 80% del año		
Sistema de cuatro turbinas	Total (C\$/año)	Total (80%) (C\$/año)
Diseño	C\$3,132,248,060.64	C\$2,505,798,448.51
Real	C\$2,136,918,780.00	C\$1,709,535,024.00
Porcentaje de trabajo anual	80%	
Pérdida anual	C\$796,263,424.51	

Fuente: Elaboración propia, a partir de datos proporcionados por el Ingenio San Antonio (ISA)

9.6 Fichas técnicas de los materiales propuestos

9.6.1 Ficha técnica de codo de acero inoxidable

CODO DE ACERO INOXIDABLE 304 CALIBRE 40 A403 BW	
Unidad de Medida:	UND
Referencia:	0841-20
Código de ERP:	3182
Categoría:	Acc. Acero inoxidable sch 40
Conexión:	SOLDAR A TOPE
Diámetro:	2.1/2", 3.1/2", 4", 8" y 30"
Línea:	ACCESORIOS
Marca:	SQG/HOPE
Material:	ACERO INOXIDABLE GRADO 304
Nicho De Mercado:	COMERCIO
Presión:	SCH 40
Tipo De Producto:	ACCESORIO DE LINEA

Fuente: Granada, ferretería industrial y petrolera (Colombia)

<https://granadaycia.com/acero-inoxidable-sch-40-r1790/codo-90-21-2-acero-inoxidable-304-calibre-40-a403-bw>

9.6.2 Ficha técnica de tubería de acero inoxidable

TUBO DE ACERO INOXIDABLE 316L SIN COSTURA CALIBRE 40 A312 PE	
Unidad de Medida:	m
Referencia:	0934-072
Código de ERP:	23752
Categoría:	Calibre 40 (SCH 40)
Conexión:	SOLDAR A TOPE
Diámetro:	2.1/2", 3.1/2", 4", 8" y 30"
Línea:	TUBERIA
Marca:	SQG/HOPE
Material:	ACERO INOXIDABLE GRADO 316L
Nicho De Mercado:	COMERCIO
Presión:	SCH 40
Tipo De Producto:	TUBERIA DE LINEA

Fuente: Granada, ferretería industrial y petrolera (Colombia)

<https://granadaycia.com/calibre-40-sch-40-158/tubo-ss316l-sc-s40-a312-pe-3-hop-r-223>

9.6.3 Ficha técnica de reductores de acero inoxidable

Reductor concéntrico del acero inoxidable 316, colocaciones del tubo sin soldadura de Sch 40S	
Estándar:	ANSI, ASME B36.19
Numero de modelo:	ASTM A403 WP316
Marca:	ZZ
Categoría:	Calibre 40 (SCH 40)
Conexión:	SOLDAR DE EXTREMO
Diámetro:	8" x 2.1/2", 8" x 3.1/2", 8" x 4"
Material:	ACERO INOXIDABLE GRADO 316
Nicho De Mercado:	COMERCIO
Presión:	SCH 40

Fuente: ZZ ENGINEERING CO., LTD. <https://spanish.forged-pipefittings.com/sale-11719607-reductor-conc-ntrico-del-acero-inoxidable-316-10-x-8-colocaciones-del-tubo-sin-soldadura-de-sch-40s.html>

9.6.4 Ficha técnica válvula de compuerta flexible acero inoxidable

Válvula de compuerta de cuña flexible Acero Inoxidable CF8m/316 Válvula compuerta Clase ANSI B16.10, disponible en diámetros ½"-30". Diseño según API 600 y pruebas según API 598, API 6D.	
No de modelo:	Z40W
Marca comercial:	JIEYU
Código del HS:	848180409
Cuerpo material:	Acero inoxidable A351 CF8
Forma de conexión:	Pestaña
Estándar:	ANSI
Tamaño:	2.1/2", 3.1/2", 4", 8" y 30"
Presión:	150Lb~1500Lb
Recortar material	3%Cr, SS304, SS316, SS304L, SS316L, F11, F22..
Tipo:	El aumento de tallo, BB, FB, So&Y.
Operación:	Rueda de mano. Los dispositivos de marcha, Electricity
Sello de superficie	Válvula de Compuerta de Cuña

Fuente: Distribuidora asiática. https://es.made-in-china.com/co_wzjyfm/product_API-600-150lb-4inch-Stainless-Steel-CF8m-316-Flexible-Wedge-Gate-Valve_enirhyueq.html

9.7 Propuesta de línea de alimentación de tubería de agua del sistema de enfriamiento