



UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO
FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA

**PROYECTO TÉCNICO PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE
INGENIERO MECÁNICO**

TEMA:

**“DETERMINACIÓN DE LA EFICIENCIA ENERGÉTICA DEL SISTEMA
TÉRMICO DE LA CASA DE MÁQUINAS DEL HOSPITAL GENERAL
AMBATO (IESS) USANDO LA METODOLOGÍA PROPUESTA POR ISO
50001”**

Autor: Jairo David Salazar Aguilar

Tutor: Ing. Jorge Enrique López Velástegui Mg.

AMBATO - ECUADOR

Septiembre - 2022

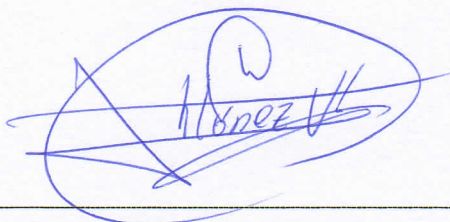
CERTIFICACIÓN

En mi calidad de Tutor del Proyecto Técnico, previo a la obtención del título de Ingeniero Mecánico, con el tema: **“DETERMINACIÓN DE LA EFICIENCIA ENERGÉTICA DEL SISTEMA TÉRMICO DE LA CASA DE MÁQUINAS DEL HOSPITAL GENERAL AMBATO (IESS) USANDO LA METODOLOGÍA PROPUESTA POR ISO 50001”**, elaborado por el Sr. **Jairo David Salazar Aguilar**, portador de la cédula de ciudadanía: C.I. 1804364121, estudiante de la Carrera de Ingeniería Mecánica, de la Facultad de Ingeniería Civil y Mecánica.

Certifico:

- Que el presente proyecto técnico es original de su autor.
- Ha sido revisado cada uno de sus capítulos componentes.
- Esta concluido en su totalidad.

Ambato, Septiembre 2022



Ing. Jorge Enrique López Velástegui Mg.

TUTOR

AUTORÍA DE LA INVESTIGACIÓN

Yo, **Jairo David Salazar Aguilar**, con C.I. 1804364121 declaro que todas las actividades y contenidos expuestos en el presente proyecto técnico con el tema “**DETERMINACIÓN DE LA EFICIENCIA ENERGÉTICA DEL SISTEMA TÉRMICO DE LA CASA DE MÁQUINAS DEL HOSPITAL GENERAL AMBATO (IESS) USANDO LA METODOLOGÍA PROPUESTA POR ISO 50001**”, así como también los análisis estadísticos, gráficos, conclusiones y recomendaciones son de mi exclusiva responsabilidad como autor del proyecto, a excepción de las referencias bibliográficas citadas en el mismo.

Ambato, Septiembre 2022



Jairo David Salazar Aguilar

C.I: 1804364121

AUTOR

DERECHOS DE AUTOR

Autorizo a la Universidad Técnica de Ambato, para que haga de este Proyecto Técnico o parte de él, un documento disponible para su lectura, consulta y procesos de investigación, según las normas de la Institución.

Cedo los Derechos en línea patrimoniales de mi Proyecto Técnico, con fines de difusión pública, además apruebo la reproducción de este documento dentro de las regulaciones de la Universidad, siempre y cuando esta reproducción no suponga una ganancia económica y se realice respetando mis derechos de autor.

Ambato, Septiembre 2022



Jairo David Salazar Aguilar

C.I: 1804364121

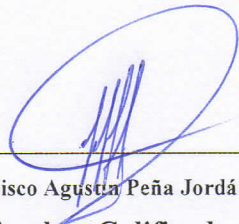
AUTOR

APROBACIÓN DEL TRIBUNAL DE GRADO

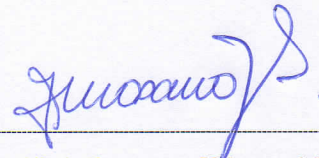
Los miembros del Tribunal de Grado aprueban el informe del Proyecto Técnico, realizado por el estudiante Jairo David Salazar Aguilar, de la Carrera de Ingeniería Mecánica bajo el tema: **“DETERMINACIÓN DE LA EFICIENCIA ENERGÉTICA DEL SISTEMA TÉRMICO DE LA CASA DE MÁQUINAS DEL HOSPITAL GENERAL AMBATO (IESS) USANDO LA METODOLOGÍA PROPUESTA POR ISO 50001”**.

Ambato, Septiembre 2022

Para constancia firman:



Ing. Francisco Agustín Peña Jordán, MSc.
Miembro Calificador



Ing. José Luis Yunapanta Velasteguí, MSc.
Miembro Calificador

DEDICATORIA

Este proyecto está dedicado a mi familia, quienes han sabido brindarme su apoyo en todo este capítulo de mi vida.

A mis amigos Andrés, Diego y Jonathan, con quienes compartí momentos increíbles durante esta etapa académica.

AGRADECIMIENTO

A los docentes de la carrera de Ingeniería Mecánica de la UTA, por compartir sus valiosos conocimientos y experiencia profesional.

A mi tutor, Ing. Jorge López, por su amabilidad y condescendencia mostrada para con mi persona.

Y un especial agradecimiento a mis padres Angel y Martha, quienes son el pilar fundamental de mi vida.

ÍNDICE GENERAL DE CONTENIDOS

PORTADA	i
CERTIFICACIÓN	ii
AUTORÍA DE LA INVESTIGACIÓN	iii
DERECHOS DE AUTOR	iv
APROBACIÓN DEL TRIBUNAL DE GRADO	v
DEDICATORIA	vi
AGRADECIMIENTO	vii
ÍNDICE GENERAL DE CONTENIDOS	viii
ÍNDICE DE FIGURAS	xii
ÍNDICE DE TABLAS	xiv
RESUMEN	xvi
ABSTRACT	xvii
CAPÍTULO I	1
1. MARCO TEÓRICO	1
1.1. Tema del proyecto técnico.....	1
1.2. Antecedentes.....	1
1.3. Objetivos.....	2
1.3.1. Objetivo General:.....	2
1.3.2. Objetivos Específicos:.....	2
1.4. Marco teórico.....	2
1.4.1. Máquinas térmicas.....	2
1.4.2. Generadores de vapor.....	4
1.4.3. Intercambiador de calor.....	8
1.4.4. Transferencia de calor.....	10
1.4.5. Eficiencia Energética.....	14

1.4.6.	Norma ISO	18
1.4.7.	Hospital General Ambato IESS	19
CAPÍTULO II.....		20
2. METODOLOGÍA		20
2.1.	Materiales.....	20
2.1.1.	Pirómetro.....	20
2.1.2.	Cámara Termográfica.....	20
2.1.3.	Medidor Láser	21
2.2.	Métodos.....	21
2.2.1.	Método de Investigación	22
CAPÍTULO III.....		24
3. ANÁLISIS Y DISCUSIÓN DE RESULTADOS.....		24
ETAPA I: ANÁLISIS DE PARÁMETROS DE ENTRADA		24
3.1.	Sistema térmico en la sala de máquinas.....	24
3.1.1.	Generación de vapor	24
3.1.2.	Distribución.....	26
3.1.3.	Intercambiador de calor.....	27
3.2.	Dimensiones.....	28
3.2.1.	Longitud de tuberías.....	28
3.2.2.	Dimensiones de caldera.....	29
3.2.3.	Diámetros de elementos secundarios del sistema térmico	29
3.2.4.	Espesores de aislantes instalados	30
3.3.	Registro de temperaturas.....	30
3.4.	Capacidad de los elementos de la sala de máquinas	31
3.4.1.	Capacidad del tanque de condensado.....	31
3.4.2.	Capacidad del manifold.....	32
3.5.	Consumo de Combustible	32

3.6.	Presión en Generador de Vapor	32
3.6.1.	Presión a salida de bombas de suministro.....	32
3.6.2.	Presión entrada a Calderas	34
3.7.	Calor disponible	38
3.8.	Calor útil.....	39
ETAPA II: ESTIMACIÓN DE PÉRDIDAS ENERGÉTICAS		39
3.9.	Pérdidas de calor en el sistema.....	39
3.9.1.	Pérdidas en Caldera.....	39
3.9.2.	Pérdidas energéticas en sistema de distribución de vapor	47
3.10.	Análisis de Pérdidas de Calor	51
3.10.1.	Pérdidas en generación de vapor	51
3.10.2.	Pérdidas en distribución de vapor.....	52
ETAPA III: DETERMINACIÓN DE LA EFICIENCIA DEL SISTEMA		52
3.11.	Eficiencia Energética	52
3.11.1.	Generación de vapor.....	53
3.11.2.	Distribución de vapor	53
3.11.3.	Intercambiador de calor.....	54
3.12.	Flujo de masa de vapor	62
3.13.	Flujo de masa de condensado producido	63
3.14.	Consumo Específico.....	64
3.15.	Costo de Generación de Vapor	65
3.15.1.	Estimación de precio por unidad de masa	65
3.16.	Costos asociados a las pérdidas de Calor.....	66
3.16.1.	Pérdidas en generación de vapor	66
3.16.2.	Pérdidas en distribución de vapor.....	66
3.16.3.	Pérdidas económicas totales	67

ETAPA IV: PLANTEAMIENTO Y ANÁLISIS DE PROPUESTAS DE MEJORA EN TORNO A PÉRDIDAS ENERGÉTICAS.....	67
3.17. Propuestas de mejora.....	67
3.18. Recálculo con mejoras implementadas	71
3.18.1. Temperaturas superficiales en zonas de mejora sugeridas	71
3.18.2. Recálculo de pérdidas en generación y distribución de vapor	78
3.19. Cálculos adicionales.....	82
3.19.1. Parámetros de estudio.....	82
3.20. Análisis económico sobre propuestas de mejora	86
3.20.1. Costos de implementos materiales	86
3.20.2. Inversión estimada.....	88
3.20.3. Restitución de inversión	89
CAPÍTULO IV	93
4. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	93
4.1. Conclusiones	93
4.2. Recomendaciones.....	95
BIBLIOGRAFÍA:	96
ANEXOS	99
ANEXO A (PROPIEDADES DE FLUIDOS).....	99
ANEXO B (PROPIEDADES DE MATERIALES).....	106
ANEXO C (PROPIEDADES DE EQUIPOS).....	111
ANEXO D (NORMATIVA).....	114
ANEXO E (CÁLCULOS ADICIONALES).....	115
ANEXO F (EQUIPOS DE LA SALA DE MÁQUINAS).....	120
ANEXO G (DATOS RECOPIRADOS)	122
ANEXO H (PLANO).....	128

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1: Turbina de vapor.....	3
Figura 1.2: Motor de combustión interna que opera con gasolina.....	4
Figura 1.3: Esquema básico de funcionamiento de una caldera pirotubular.....	5
Figura 1.4: Pasos comunes de una caldera pirotubular	6
Figura 1.5: Configuración de la circulación de agua para una caldera acuotubular	7
Figura 1.6: Principio de funcionamiento de caldera acuotubular	7
Figura 1.7: Clasificación de las calderas acuotubulares de acuerdo con la configuración básica de los tubos	8
Figura 1.8: Intercambiador de calor de tubo doble	8
Figura 1.9: (a) Flujo paralelo. (b) Contraflujo	9
Figura 1.10: Intercambiador de calor constituido de tubos y coraza	9
Figura 1.11: Intercambiador de calor compacto de aletas planas	10
Figura 1.12: Transferencia de calor debido a conducción	10
Figura 1.13: Transferencia de Calor por Convección. (a) Forzada, (b) Natural	12
Figura 1.14: Esquema para llevar a cabo la representación de eficiencia térmica para una máquina térmica	16
Figura 1.15: Hospital General Ambato IESS.....	19
Figura 2.1: Pirómetro.	20
Figura 2.2: Cámara termográfica Fluke.	21
Figura 2.3: Medidor láser Bosch.....	21
Figura 3.1: Calderos instalados en la sala de máquinas de la entidad.....	24
Figura 3.2: Tanque de condensado instalado.	25
Figura 3.3: Ablandador de agua de la sala de máquinas.	25
Figura 3.4: Bomba para aportación a las calderas.....	26
Figura 3.5: Tubería cubierta de aislante.....	26
Figura 3.6: Manifold de distribución de la casa de máquinas.....	27
Figura 3.7: Intercambiador de calor.....	27
Figura 3.8: Dimensiones de Superficie de Caldera. Medidas en Pulgadas	29
Figura 3.9: Esquema de tanque de condensado.	31
Figura 3.10: Dimensiones generales de manifold.	32
Figura 3.11: Vista superior de línea de suministro de calderas.....	34

Figura 3.12: Diagrama de eficiencia correspondiente al caldero de vapor.....	53
Figura 3.13: Diagrama de Sankey sobre la distribución de vapor en la sala de máquinas de la entidad.	53
Figura 3.14: Efectos del factor de incrustación sobre la eficiencia del intercambiador de calor en la sala de máquinas analizada.....	62
Figura 3.15: Configuración de puerta trasera de caldera (vista lateral).	71
Figura 3.16: Configuración de línea de tubería entre caldero y manifold.	76
Figura 3.17: Diagrama de eficiencia que considera las mejoras sugeridas para el sistema de generación de vapor en la entidad.	79
Figura 3.18: Diagrama de Sankey que toma en consideración las mejoras sugeridas para el sistema de distribución.	80
Figura 3.19: Ubicación del proyecto de estudio.....	82
Figura 3.20: Información meteorológica e histograma de este.....	82
Figura 3.21: Datos de instalación para realización del estudio.....	83
Figura 3.22: Propiedades de Diesel #2.....	83
Figura 3.23: Parámetros de caldera de la entidad.	84
Figura 3.24: Parámetros comparativos de caso base y caso propuesto.....	85
Figura 3.25: Comparación de emisiones de carbono de caso base y propuesto.	85

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 3.1: Longitud de tuberías para suministro de agua en las calderas.....	28
Tabla 3.2: Longitud de tuberías desde calderas hasta el manifold de distribución....	28
Tabla 3.3: Diámetros de elementos secundarios del sistema térmico.....	29
Tabla 3.4: Espesores de aislantes vigentes en la sala de máquinas del hospital.	30
Tabla 3.5: Temperaturas en la casa de máquinas.	31
Tabla 3.6: Parámetros necesarios para cálculo de presión en calderas.	37
Tabla 3.7: Pérdidas de calor debido a convección natural y radiación en la caldera. .	45
Tabla 3.8: Pérdidas existentes en la caldera de la sala de máquinas.	47
Tabla 3.9: Áreas de transferencia de calor para elementos cilíndricos.	47
Tabla 3.10: Comprobación sobre aplicación de criterio de cilindro vertical.	49
Tabla 3.11: Pérdidas calculadas debido a convección natural y radiación en el sistema de distribución.	49
Tabla 3.12: Pérdidas determinadas en el sistema de distribución de la sala de máquinas.	51
Tabla 3.13: Pérdidas anuales que se dan lugar en el generador de vapor.	52
Tabla 3.14: Pérdidas anuales que se dan lugar en la distribución de vapor.	52
Tabla 3.15: Efectos del factor de incrustación sobre la eficiencia del intercambiador de calor en la sala de máquinas analizada.	61
Tabla 3.16: Pérdidas anuales que se dan lugar en el generador de vapor.	66
Tabla 3.17: Pérdidas anuales que se dan lugar en la distribución de vapor.	67
Tabla 3.18: Matriz AMFE de acuerdo con el Sistema térmico de la sala de máquinas del Hospital General Ambato.....	68
Tabla 3.19: Parámetros y propiedades para el cálculo de resistencias térmicas debido a conducción.....	73
Tabla 3.20: Resistencias Térmicas Instalada y Recalculada.....	73
Tabla 3.21: Recálculo de pérdidas considerando mejoras para la eficiencia del sistema de generación.	78
Tabla 3.22: Recálculo de pérdidas tomando en cuenta las mejoras para la eficiencia del sistema de generación.	79
Tabla 3.23: Recálculo sobre pérdidas en generación de vapor	81
Tabla 3.24: Recálculo sobre pérdidas en distribución de vapor.....	81

Tabla 3.25: Precio de materiales y demás implementos para la generación de vapor	86
Tabla 3.26: Precio de materiales y demás implementos para distribución de vapor.	87
Tabla 3.27: Precio de materiales y demás implementos para intercambiador de calor	88
Tabla 3.28: Inversión estimada.	88
Tabla 3.29: Financiación y periodo de recuperación estimada	89
Tabla 3.30: Relación de periodo y valor presente acumulado.	90

RESUMEN

Para la elaboración de esta investigación, en la primera etapa, se identificaron los componentes en el cuarto de máquinas de la entidad. Los elementos se encuentran clasificados conforme a su sector: en generación, distribución y equipo de aprovechamiento de calor. Con esto, se procedió al levantamiento de la información técnica sobre los equipos instalados en el lugar.

Se estimaron las pérdidas del sistema conforme el periodo más reciente (diciembre 2021 – marzo 2022), permitiendo conocer anomalías que interfieran en la operación del entorno en relación con datos numéricos y cuantificables. De igual manera, se establecieron costos financieros en torno a las pérdidas, alcanzando un valor cercano a los diez mil dólares. La eficiencia del generador de vapor se evaluó en 84.67 por ciento (calor útil), de la distribución en 83.75 por ciento (calor aprovechado) y del intercambiador de calor en 42.43 por ciento.

Se sugirieron propuestas de mejora que involucran limpieza de equipos en función de periodos de mantenimiento, sustitución de materiales aislantes y aplicación de recubrimiento en superficies específicas, con el objetivo de elevar el rendimiento del entorno. Así, la eficiencia del sistema de vapor se incrementaría a 84.79 por ciento (calor aprovechado) en función del recálculo con las mejoras sugeridas. Además, se determinó un ahorro anual de tres mil dólares con una tasa de descuento del 12 por ciento con lo que la inversión asociada se recuperaría en dos años.

Palabras claves: Eficiencia energética, Aprovechamiento de calor, Pérdidas energéticas, Generación de vapor, Sistema térmico.

ABSTRACT

For elaboration of this investigation, at first stage, components in machine room of the entity were identified. These elements are classified according to their sector: in generation, distribution and heat utilization equipment. Based on this, technical information about equipment installed in the place was collected.

System losses were estimated according to the most recent period (December 2021 - March 2022), allowing to know anomalies that interfere in the operation of the environment in relation to numerical and quantifiable data. Similarly, financial costs were established about losses, reaching a value close to ten thousand dollars. The efficiency of the steam generator was evaluated at 84.67 percent (useful heat), distribution at 83.75 percent (harnessed heat) and heat exchanger at 42.43 percent.

Improvement proposals were suggested that involve equipment cleaning based on maintenance periods, replacement of insulating materials and application of coating on specific surfaces, with the aim of raising the performance of the environment. Thus, the efficiency of the steam system would increase to 84.79 percent (harnessed heat) based on the recalculation with the suggested improvements. In addition, an annual saving of three thousand dollars was determined with a discount rate of 12 percent, with which the associated investment would be recovered in two years.

Keywords: Energy efficiency, Heat utilization, Energy losses, Steam generation, Thermal system.

CAPÍTULO I

1. MARCO TEÓRICO

1.1. Tema del proyecto técnico

DETERMINACIÓN DE LA EFICIENCIA ENERGÉTICA DEL SISTEMA TÉRMICO DE LA CASA DE MÁQUINAS DEL HOSPITAL GENERAL AMBATO (IESS) USANDO LA METODOLOGÍA PROPUESTA POR ISO 50001.

1.2. Antecedentes

En el entorno internacional, de acuerdo con Lorenzi [1] los Estados Unidos de América llevan la vanguardia en lo concerniente a sistemas competentes de vapor que operan en el campo de salud y ambiente. Aquello es reflejado mediante mejoras significativas en eficiencia y seguridad por parte de fabricantes de equipos térmicos. Tales mejoras se aprecian en la adición de nuevas características en cuanto a sistemas de control y gestión del sistema térmico se refiere, siendo algunos de ellos la implementación de controladores para monitoreo continuo, así como también instalación de intercambiadores de calor internos, trabajando como mecanismos de mejora en la eficiencia de la máquina.

Estudios energéticos en hospitales han sido de relevancia con el fin de sugerir alternativas de mejora, y como resultado elevar la eficiencia en instalaciones térmicas. Así en 2018, Shen y Zhao [2] determinaron que en periodos que no requieran de una demanda elevada de vapor/agua caliente para la puesta en marcha de un hospital, es decir en donde una caldera funciona a una taza baja de carga resultando menos eficiencia implicada (20%), se debe instalar una bomba de calor que asista la entrega de agua caliente en función de las reales necesidades de la infraestructura en los periodos mencionados, de modo que se establezca mejoras en la eficiencia de entrega de energía.

En 2015, Zamir [3] estimó la eficiencia de funcionamiento en el sistema de vapor del Hospital IESS de Ibarra en 71 % aplicando normativa ASME, la cual sugiere calibración en la combustión e instalación de economizador de fluido caliente (agua) como recomendaciones para elevar la eficiencia a la que opera el sistema.

En 2017, Landázuri y Pozo [4] calcularon la eficiencia de dos calderas responsables en la distribución del vapor para el Hospital Carlos Andrade Marín, estableciéndose en 85.4 y 85.7 (%), con el fin de establecer parámetros necesarios en la reestructuración del sistema de suministro de vapor en dicha entidad. Además, los autores sugirieron la supresión del tanque de condensado e implementación de un tanque de revaporizado en una de las calderas, de modo que se establezcan mejoras en la puesta en marcha del sistema estudiado.

1.3. Objetivos

1.3.1. Objetivo General:

Determinar la eficiencia energética del sistema térmico en la casa de máquinas Hospital General Ambato (IESS) usando la metodología propuesta por ISO 50001.

1.3.2. Objetivos Específicos:

- Identificar los componentes principales y complementarios del sistema de vapor de la sala de máquinas.
- Desarrollar un balance de masa condensado entre los puntos inicial y final del sistema en estudio.
- Detallar las pérdidas energéticas del sistema y los costos asociados.
- Estimar la eficiencia del sistema de vapor.
- Proponer una alternativa de mejora en torno a las pérdidas energéticas.

1.4. Marco teórico

1.4.1. Máquinas térmicas

Se denomina máquinas o motores térmicos a equipos peculiarmente diseñados con el fin llevar a cabo la conversión de calor en trabajo. Cabe indicar que una máquina térmica no necesariamente implica que dichos equipos funcionen entre un ciclo termodinámico, como es la situación de las máquinas vinculadas con combustión interna: turbinas de gas y motores de vehículos [5]. Es preciso recordar que un ciclo termodinámico es un proceso para el cual los estados inicial y final del sistema son idénticos [6].

1.4.1.1. Caracterización

Es de conocimiento que las máquinas térmicas divergen sustancialmente entre sí, sin embargo, es posible que sean descritas del siguiente modo [5].

- Acogen calor desde una fuente que posee alta temperatura ya sean estas como energía solar, reactor nuclear, entre otros.
- Transforman una determinada porción de calor en trabajo, siendo generalmente en modo de una flecha giratoria.
- Declinan de calor residual, o que no se usó, hacia un vertedero que posee una baja temperatura tal como la propia atmósfera, riberas de un río, entre otros.
- La mayoría de ellos operan en un ciclo.

1.4.1.2. Clasificación

De acuerdo con Rajput [7], las máquinas térmicas pueden ser clasificadas en dos principales clases:

- Máquinas de combustión externa
- Máquinas de combustión interna

a. Máquinas de combustión externa

De manera analógica, la combustión del fluido toma lugar afuera del cilindro del equipo. Generalmente se tratan de máquinas que son necesarias para generación eléctrica, operar locomotoras y embarcaciones, entre otras. Entre los ejemplos que se hallan en la industria están las turbinas de vapor (Figura 1.1), motores de aire caliente y turbinas de gas con ciclo cerrado [7].

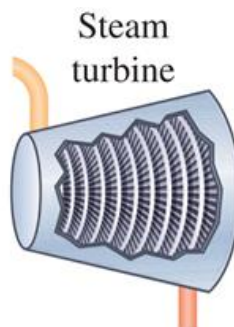


Figura 1.1: Turbina de vapor [5].

b. Máquinas de combustión interna

Lo particular de estas máquinas, es que la combustión del combustible ocurre dentro del cilindro de la máquina. Dentro de este grupo de equipos están aquellos motores que emplean mezclas de gases y aire (motores de gas), aquellos motores que usan combustible más ligero (motores de gasolina – Figura 1.2), y motores de utilizan combustible pesado (motores diésel) [7].

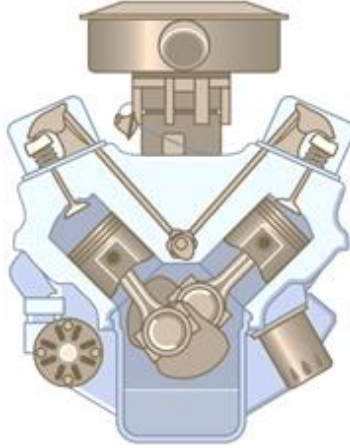


Figura 1.2: Motor de combustión interna que opera con gasolina [8].

1.4.2. Generadores de vapor

Un generador de vapor o caldera se lo conceptualiza como un recipiente que se halla cerrado y en el que ha de calentarse agua para producir vapor, vapor sobrecalentado, agua caliente o cualquier combinación de estos bajo presión, mediante la aplicación de calor. El calor necesario se produce quemando combustible sólido, líquido o gaseoso bajo un suministro controlado de aire en la cámara de combustión de este recipiente controlado. Así, la caldera es un aparato para convertir la energía química, que dispone el combustible, en energía térmica para generar vapor o agua caliente. El vapor o el agua caliente así producido circula fuera de la caldera para su uso final en la entrega de energía, o en varios procesos de fabricación para el suministro cautivo de vapor/calor. En proyectos como refinerías, plantas petroquímicas, fábricas de papel, industrias alimentaria y farmacéutica, y la industria textil, las calderas se utilizan para generar energía y/o para proporcionar vapor y a su vez de calor de proceso [9].

1.4.2.1. Clasificación

Los diseños de calderas industriales están influenciados por las características del combustible y el método de combustión, la demanda de vapor, las presiones de vapor, las características de combustión y los fabricantes individuales. Las calderas que operan en la industria se pueden clasificar en pirotubulares o acuotubulares, lo que indica la condición relativa que disponen los gases de combustión calientes en relación al fluido que se calienta [9].

a. Caldera Pirotubular

En este tipo de calderas, los gases de combustión pasan por unos tubos que están rodeados de agua. El diseño básico de una caldera pirotubular consta de una serie de tubos rectos alojados dentro de una carcasa exterior llena de agua (es decir, en la sección de los tubos se presentan gases de combustión calientes, mientras que por el lado de la coraza está agua). Los tubos se sumergen en agua para que los gases de combustión calientes puedan pasar a través de los tubos varias veces, transfiriendo así su calor a través de las paredes del tubo al agua que llena la cubierta exterior. Como resultado de esto, el agua en la cáscara se calienta, hierve y finalmente se transforma en vapor. Las calderas pirotubulares generalmente se usan para capacidades de vapor relativamente pequeñas y aplicaciones que involucran presiones de vapor bajas a medias. La Figura 1.3 muestra una vista en corte de una caldera pirotubular.

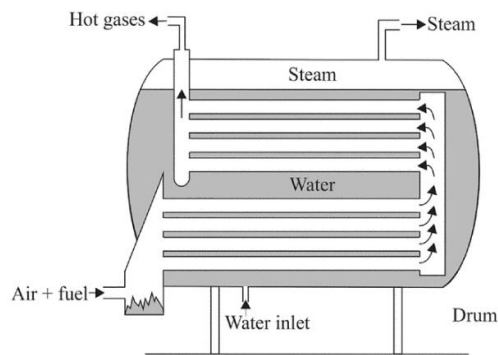


Figura 1.3: Esquema básico de funcionamiento de una caldera pirotubular [9].

En lo que tiene que ver con las unidades habituales, generalmente se utilizan de 2 a 4 pasadas para aumentar el área de superficie expuesta a los gases calientes y, por lo tanto, elevar la eficiencia. Sin embargo, las pasadas múltiples requieren una mayor potencia del ventilador, una mayor complejidad de la caldera y dimensiones de la

carcasa más grandes. Ver la Figura 1.4. La capacidad máxima de las unidades pirotubulares actualmente está limitada a 25 000 lb de vapor por hora (750 BHP) con una presión operativa de 250 psi debido a factores económicos relacionados con la resistencia y el espesor del material [10].

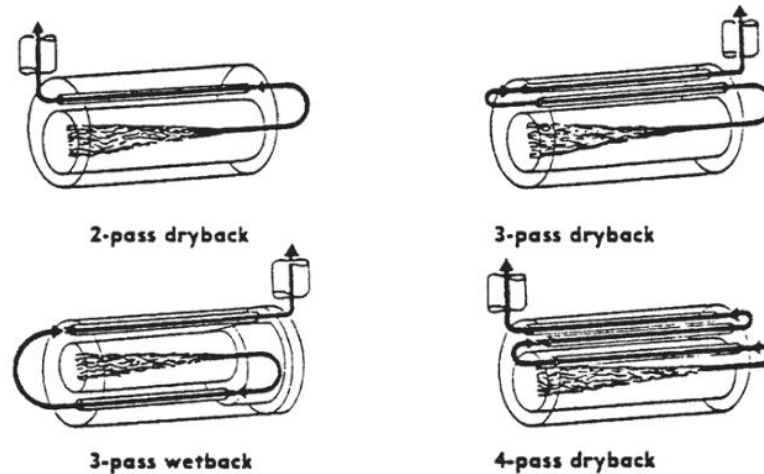


Figura 1.4: Pasos comunes de una caldera pirotubular [10].

Ventajas

- Capacidad para enfrentar fluctuaciones de carga amplias y repentinas con solo ligeros cambios de presión
- Bajos costes iniciales y de mantenimiento
- Procedimientos sencillos de cimentación e instalación.

b. Caldera Acuotubular

Las calderas acuotubulares están diseñadas para hacer circular gases de combustión calientes alrededor de la superficie exterior de un gran número de tubos llenos de agua. En otras palabras, en el lado de los tubos hay agua, mientras que en el lado de la carcasa hay gases de combustión calientes. En las calderas acuotubulares, el combustible se quema en una cámara central (horno, lecho o parrilla) y el gas de combustión transfiere energía térmica, por radiación y convección, al agua que se desplaza por los tubos. Los tubos de agua están conectados a un tambor de vapor en la parte superior y uno o más tambores inferiores (también conocidos como tambores de lodo) en la parte inferior (ver Figura 1.5) [9]. El calor necesario se produce mediante fuego en la cámara de

combustión como se puede apreciar en el esquema (Figura 1.6). El agua circulante es calentada por los gases de combustión y convertida en vapor en el espacio de vapor en el tambor de vapor en el tambor de vapor.

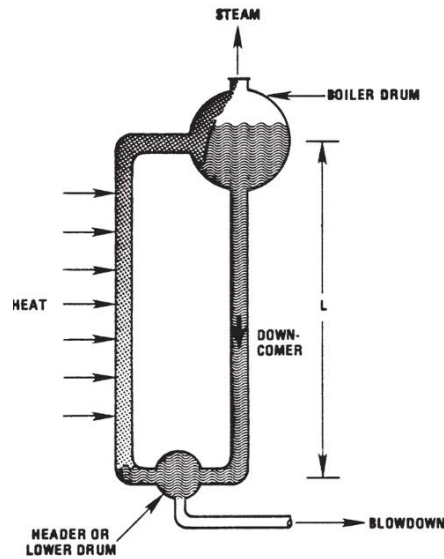


Figura 1.5: Configuración de la circulación de agua para una caldera acuotubular [10].

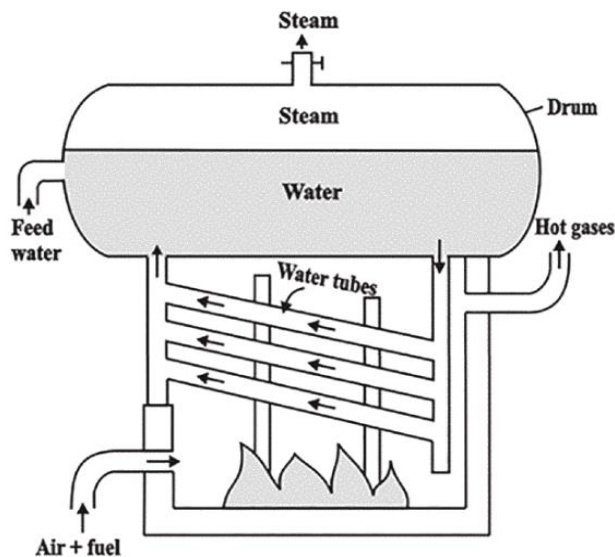


Figura 1.6: Principio de funcionamiento de caldera acuotubular [10].

Casi cualquier combustible sólido, líquido o gaseoso se puede quemar en una caldera acuotubular. Los combustibles generalmente utilizados implican biomasa, petróleo, gas natural y carbón. Estas calderas se pueden utilizar en condiciones de tiro forzado, inducido y equilibrado para ofrecer una mayor eficiencia térmica. La única

preocupación es que el agua debe ser tratada para incrementar la calidad de esta, lo que genera gastos adicionales.

Las calderas acuotubulares también se pueden subclasificar en diferentes grupos por la forma de la tubería, por el número de tambor y su ubicación y por la capacidad que maneje (ver Figura 1.7).

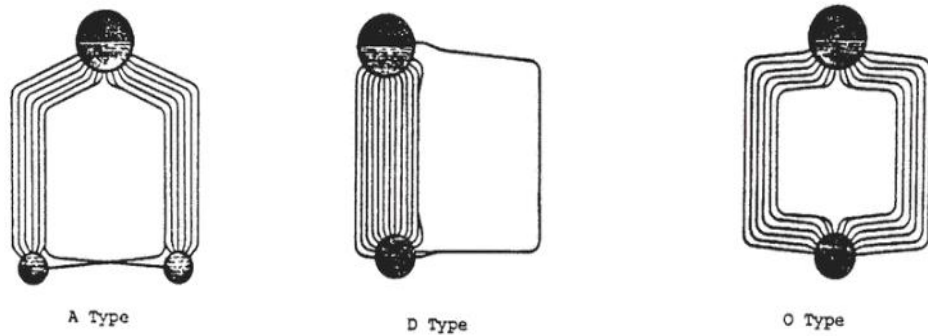


Figura 1.7: Clasificación de las calderas acuotubulares de acuerdo con la configuración básica de los tubos [10].

1.4.3. Intercambiador de calor

Se refiere a equipos con fines térmicas que se utilizan típicamente para mover el calor de un medio de almacenamiento térmico a un fluido de trabajo o viceversa. El fluido de trabajo formará parte de un ciclo termodinámico que produce o absorbe trabajo [11].

1.4.3.1. Intercambiador de tubo concéntrico

También denominado de tubo doble, se trata del intercambiador más básico (Figura 1.8), en el que los fluidos de trabajo (caliente y frío) se mueven ya sea en la misma u opuestas direcciones [12].

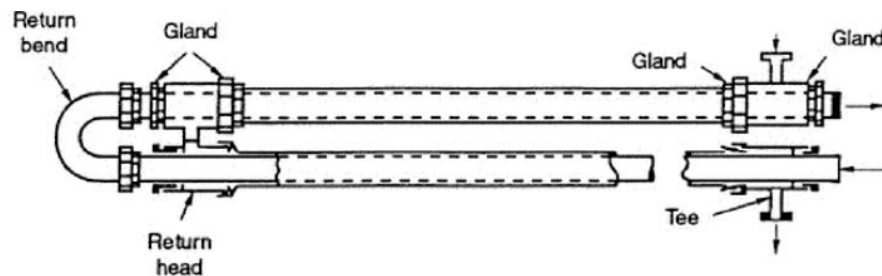


Figura 1.8: Intercambiador de calor de tubo doble [12].

Se subclasifica en flujo paralelo o contraflujo. Ver Figura 1.9. La configuración en paralelo implica que los dos fluidos ingresan por los extremos correspondientes y se desplazan en la misma dirección, en tanto que, el contraflujo las direcciones son opuestas. Cabe mencionar que la eficiencia de este último es más alta en comparación con la disposición en paralelo [13].

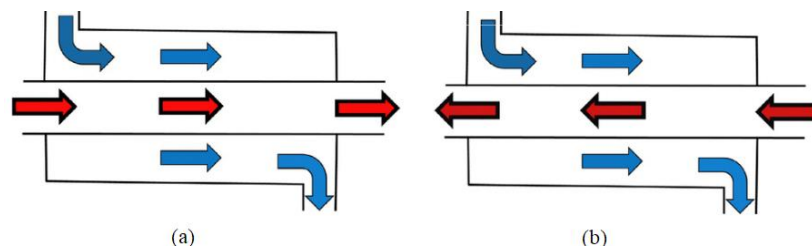


Figura 1.9: Flujo paralelo. (b) Contraflujo [13].

1.4.3.2. Intercambiador de tubos y carcasa

Este equipo dispone diferentes configuraciones en función del número de pasos tanto por la coraza como por los propios tubos, ver Figura 1.10. Generalmente, en el interior de la carcasa, se instalan *baffles* que permiten elevar el coeficiente de convección por el lado del fluido de la coraza.

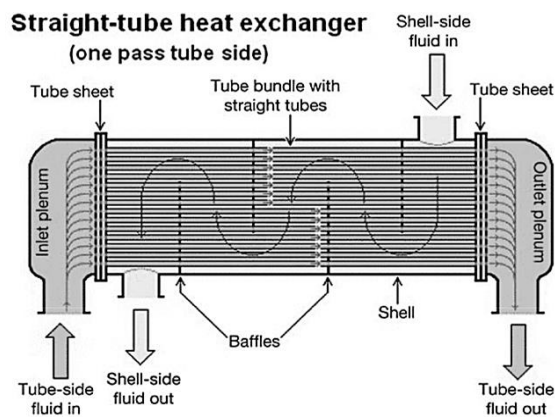


Figura 1.10: Intercambiador de calor constituido de tubos y coraza [11].

1.4.3.3. Intercambiador de calor compacto

Se trata de un dispositivo que incorpora una superficie de transferencia energética (calor) que tiene una alta "densidad de área". En otras palabras, posee una alta relación entre el área superficial de transferencia de calor y el volumen. Figura 1.11. Debido a su configuración es ampliamente empleado en el campo industrial [14].

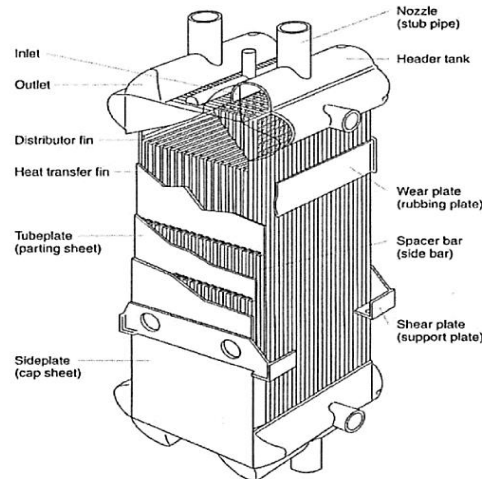


Figura 1.11: Intercambiador de calor compacto de aletas planas [14].

1.4.4. Transferencia de calor

La transferencia de calor implica a energía que se halla en movimiento debido a una diferencia de temperatura espacial. Por lo tanto, al existir dicha diferencia, ya sea en un medio o entre medios, la transferencia de calor se da lugar [6]. Además, la transferencia de calor como ciencia, no sencillamente procura explicar cómo el calor podría ser transferido, puesto que también predice el flujo al cual el intercambio sugerido ocurrirá bajo ciertas condiciones específicas [15].

1.4.4.1. Transferencia de Calor debido a Conducción

Es un mecanismo de transferencia de calor que se da lugar en o a través del medio, considerando su interacción cuando existe una gradiente de temperatura en un medio estacionario (Figura 1.12) [6].

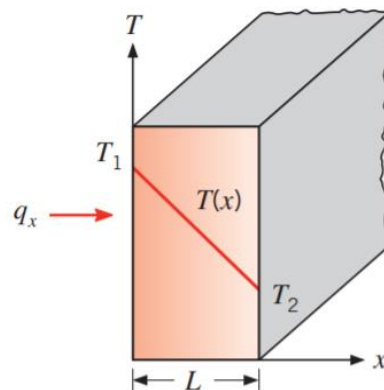


Figura 1.12: Transferencia de calor debido a conducción [6].

Cuando la energía es transferida por conducción, se describe que la tasa de calor por unidad de área es proporcional al denominado gradiente normal de temperatura.

$$\frac{q_x}{A} \sim \frac{\partial T}{\partial x}$$

Por lo tanto, cuando se considera la constante de proporcionalidad se tiene:

$$q_x = -kA \frac{\partial T}{\partial x} \quad (1.1)$$

Donde:

q_x : Tasa de calor [W].

k : Conductividad específica de un material determinado $\left[\frac{W}{m^{\circ}C}\right]$.

A : Superficie donde ocurre la transferencia de calor [m^2].

$\frac{\partial T}{\partial x}$: Gradiente de temperatura $\left[\frac{^{\circ}C}{m}\right]$.

1.4.4.2. Transferencia de Calor debido a Convección

La convección se describe como un mecanismo de transferencia de calor que implica una superficie sólida y también un fluido adyacente, sea este líquido o gas, y en particular compete con los efectos asociados a la conducción y al propio movimiento del fluido [5]. La transferencia de calor producida por este mecanismo puede ser clasificada en función de la naturaleza del movimiento, es decir *Forzada*: cuando el flujo que interviene es producido por agentes externos, y *Natural*: cuando el flujo es inducido por fuerzas de flotabilidad (Ver Figura 1.13) [6]. El mecanismo de convección viene descrito con la ley de Newton acerca del enfriamiento, de modo que se considera el efecto global de dicho mecanismo.

$$Q = hA(T_w - T_{\infty}) \quad (1.2)$$

Donde:

Q : Tasa de calor [W].

h : Coeficiente de convección en el medio $\left[\frac{W}{m^2^{\circ}C}\right]$.

A : Superficie donde ocurre la transferencia de calor [m^2].

T_s : Temperatura de la superficie implicada [$^{\circ}C$].

T_{∞} : Temperatura del entorno [$^{\circ}C$].

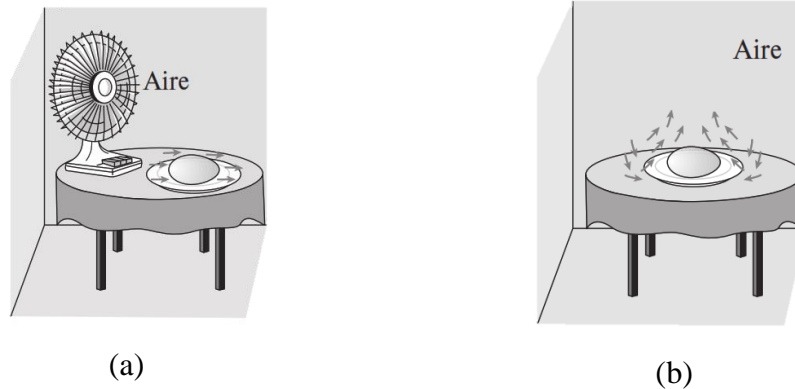


Figura 1.13: Transferencia de Calor por Convección. (a) Forzada, (b) Natural [5].

a. Convección Natural

La convección natural es producida por las fuerzas de flotación, las cuales se manifiestan debido a diferencia de densidades causada por variación de temperatura en el fluido. Además, la convección libre es el resultado del movimiento de un fluido [6], [15].

De manera generalizada, existen parámetros que se debe tomar en cuenta al instante de sustentar el cálculo para este mecanismo en particular, los cuales son:

- **Coefficiente volumétrico de expansión**

Establece la variación del volumen del fluido de trabajo considerando la variación de temperatura [6], [15]. Se describe mediante la ecuación:

$$\beta = \frac{1}{T} \quad (1.3)$$

Donde:

β : Coeficiente variación volumétrica del fluido [K^{-1}].

T : Temperatura absoluta del fluido [K].

- **Número de Prandtl**

Se refiere a la relación entre viscosidad cinemática y la difusividad térmica. Este parámetro es un indicativo de cuan efectivo es la relación de momento y energía transportados mediante difusión en la velocidad y capas térmicas de frontera [6]. Se expresa mediante la ecuación:

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} \quad (1.4)$$

Donde:

Pr : Número de Prandtl (Adimensional)

ν : Viscosidad cinemática $\left[\frac{m^2}{s}\right]$

α : Difusividad térmica expresada en $\left[\frac{m^2}{s}\right]$

- **Número de Grashof**

Este número es una medida en referencia a la tasa de las fuerzas de flotación a las fuerzas viscosas que actúan en el fluido [6].

$$Gr = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)L_c^3}{\nu^2} \quad (1.5)$$

Donde:

Gr : Número de Grashof (Adimensional)

g : Aceleración debido a la gravedad $\left[\frac{m}{s^2}\right]$.

β : Coeficiente variación volumétrica del fluido $[K^{-1}]$.

T_s : Temperatura de la superficie implicada $[^\circ C]$.

T_∞ : Temperatura del entorno $[^\circ C]$.

L_c : Longitud característica del cuerpo $[m]$.

ν : Viscosidad cinemática $\left[\frac{m^2}{s}\right]$.

- **Número de Rayleigh**

Se trata del producto del número de Prandtl y el número de Rayleigh. Se expresa mediante las ecuaciones:

$$Ra = Pr \cdot Gr \quad (1.6-a)$$

$$Ra = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)L^3Pr}{\nu^2} \quad (1.6-b)$$

1.4.4.3. Transferencia de Calor debido a Radiación

La manera que se lleva a cabo la transferencia de calor debido a radiación, difiere con los mecanismos de conducción y convección, específicamente porque este no requiere de un medio para poder extenderse, es decir es posible que se propague en el vacío [15].

En lo referente a la radiación emitida en condición térmica, se la establece como la energía transmitida a través de un determinado sistema como resultado de la incidencia de su temperatura y magnitud de las longitudes de las ondas presentes en la propagación de dicha energía.

$$q = \varepsilon\sigma AT^4 \quad (1.7)$$

Donde:

ε : Número de Prandtl (adimensional)

σ : Coeficiente de Stefan Boltzmann $\rightarrow 5.67 \times 10^{-8} \left[\frac{W}{m^2 K^4} \right]$.

A : Superficie donde se realiza la transferencia [m^2].

T : Temperatura en la superficie expresada en [K].

1.4.5. Eficiencia Energética

La eficiencia energética hace referencia a la conformidad u otra relación de proporción existe entre el resultado en función de desempeño, de bienes, de servicios, e incluye a la entrada de energía en el procedimiento de análisis. Para ello, es necesario que en investigaciones se disponga de información acerca del ingreso, así como la salida de energía en el sistema de estudio, siendo éstas necesariamente cuantificables [16]. Asimismo, el término "eficiencia" no solamente resulta empleado en el campo de la ingeniería, sino que a menudo tiene que ver con diseño de edificaciones, desarrollo de productos, gestión, economía, entre otros. En toda esta categorización, ciertas

interpretaciones de eficiencia son relativamente precisas, por ejemplo, cuando se valora el factor de rendimiento en calentadores de agua con la asistencia de un equipo térmico, es decir de una bomba de calor. Científicos como Dietz y Sovacool [17] procuran explicar por qué en hogares y profesionales de la industria adoptan o no soluciones eficientes, y por qué existe una brecha entre medidas como las de aislamiento adicional, mejores controles y sistemas de calefacción y refrigeración más eficientes. podría y lo logrará.

En condiciones generales, la eficiencia energética implica a determinadas acciones que posibiliten la reducción de consumo de energía sin privarse del bienestar o función económica [16].

1.4.5.1. Factores que pueden incidir en Eficiencia Energética

La humedad puede degradar significativamente el rendimiento térmico de la mayoría de los materiales aislantes. La humedad influye en la transferencia de calor tanto en formas sensibles como latentes, así como a través de la transferencia de masa. El efecto depende del tipo de material aislante, el contenido de humedad, la temperatura del material aislante y su historial térmico, la ubicación de la humedad en el material aislante y los entornos interiores y exteriores de la envolvente del edificio. Las relaciones reportadas entre el desempeño térmico del material aislante y el contenido de humedad varían significativamente. Asimismo, la distribución del agua representa una diferencia de hasta un 25% en el desplazamiento de calor para casos específicos. La evaporación en el lado cálido y la condensación o adsorción en el lado frío añaden importantes componentes de calor latente al flujo de calor.

En condiciones donde los gradientes de presión del vapor de agua cambian lentamente o donde la capa de aislamiento tiene una permeabilidad al vapor de agua extremadamente baja, se transporta poco vapor de agua, pero la humedad aún afecta la transferencia de calor sensible en el componente de la envolvente del edificio. También se evidenció un aumento casi lineal en la transferencia de calor sensible de aproximadamente 3 a 5% por cada porcentaje de aumento en volumen en el contenido de humedad en los aislamientos de plástico celular. Por ejemplo, un material aislante con aproximadamente un 5% de contenido de humedad por volumen tiene entre un 15 y un 25% más de transferencia de calor que cuando está seco. Otros estudios de campo,

mostraron resultados similares para aislamientos instalados en aplicaciones bajo rasante, como muros de cimentación [18].

1.4.5.2. Eficiencia Térmica

Cuando se trata de eficiencia térmica, se está refiriendo a la relación efectiva entre la entrada o ingreso de calor, y que ha de convertirse en trabajo total o neto. Además, esta fracción es una ponderación del desempeño que ofrece el funcionamiento de una máquina térmica [5].

$$n_{term} = \frac{W_{salida\ neta}}{Q_{entrada}} \quad (1.8)$$

Donde:

- n_{term} : Eficiencia térmica [%].
- $W_{salida\ neta}$: Salida neta de trabajo [kW].
- $Q_{entrada}$: Entrada de calor total [kW].

Cabe resaltar, los dispositivos o equipos cíclicos de relevancia como refrigeradores, bombas de calor, y máquinas térmicas se ejecutan considerando un medio que posea una temperatura elevada T_H y otro distinto con baja temperatura T_L (Figura 1.14). De modo que, para nivelar el manejo de dichos dispositivos, se establece a Q_H como la proporción de calor entre el equipo en conjunto con el entorno a alta temperatura, y Q_L como la propagación de calor entre el dispositivo y el medio que dispone de baja temperatura [5].

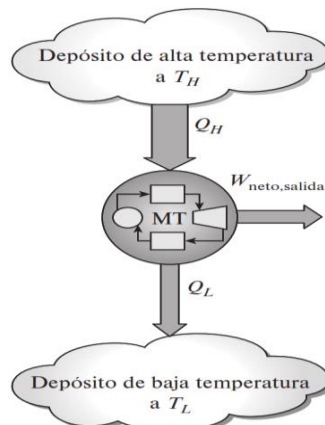


Figura 1.14: Esquema para llevar a cabo la representación de eficiencia térmica para una máquina térmica [5].

1.4.5.3. Eficiencia de un generador de vapor

De acuerdo con ASME existen dos métodos para cuantificar la eficiencia de una caldera que genera vapor.

a. Método directo

Este método hace la relación entre el calor útil del generador y el calor disponible (energía que proporciona el combustible). Es decir, se fundamenta conforme la aplicación de la primera ley en termodinámica, con información del flujo del combustible y del vapor [10].

$$n_{gv} = \frac{\text{Calor utilizable}}{\text{Calor disponible}} = \frac{\dot{m}_v * (h_g - h_l)}{\dot{m}_c * PCI} \quad (1.9)$$

Donde:

- n_{gv} : Eficiencia del generador de vapor [%].
- \dot{m}_v : Flujo másico del vapor de agua [kg/h].
- \dot{m}_c : Flujo másico del combustible utilizado [kg/h].
- PCI : Poder calorífico inferior del combustible [kJ/kg].
- h_g : Entalpía del vapor [kJ/kg].
- h_l : Entalpía del agua de alimentación [kJ/kg].

b. Método indirecto

El método indirecto posibilita determinar el rendimiento de la caldera, tomando en cuenta las pérdidas asociadas a su operación y la energía disponible por parte del combustible. Cabe indicar que las pérdidas son debido a combustión, convección y radiación, por purgas, entre otras [19].

$$n_{gvi} = 100 - \sum \%Q_{pérdidas} \quad (1.10)$$

Donde:

- n_{gvi} : Eficiencia del generador de vapor por método indirecto [%].
- $\sum \%Q_{pérdidas}$: Porcentaje de pérdidas asociadas al funcionamiento del generador [%].

1.4.5.4. Eficiencia en un intercambiador de calor

En la mayoría de las circunstancias, lo único que se dispone de conocimiento es la información de la configuración física del intercambiador, tales como la cantidad y tamaño de los tubos, el número de pasos tanto por la coraza como en los conductos, las temperaturas a la que ingresan los fluidos caliente T_h y frío T_c , entre otros. De este modo la eficiencia como tal, establece una comparación entre la tasa de transferencia real, la cual resulta absorbida en el fluido que ha de calentarse, con la velocidad de transferencia máxima que se permitiría transmitir en un intercambiador térmico, que, además, cuyos límites son impuestos en torno al segundo principio en la termodinámica, es decir que tiene en consideración a los focos de temperatura [6].

$$\varepsilon = \frac{Q_{real}}{Q_{max}} \quad (1.11)$$

Donde:

- ε : Eficiencia del intercambiador.
- Q_{real} : Calor real con el que opera el intercambiador de calor [kW].
- Q_{max} : Calor máximo del intercambiador de calor [kW].

1.4.6. Norma ISO

El concepto de estándares señalado por ISO [16] hace hincapié a información de carácter técnica que adjunta experiencia y que dispone de conocimiento sobre las exigencias de organizaciones a las que figuran siendo: asociaciones comerciales productoras, mercader, clientes, usuarios o normalizadores.

1.4.6.1. Norma ISO 50001

Se refiere a una norma internacional establecida por la Organización Internacional de Normalización (ISO), con el fin proveer a organizaciones, un marco reconocido en lo concerniente a gestión y mejora de desempeño energético.

La metodología que sugiere ISO en el ámbito energético se resume en:

- i. Analizar el uso y consumo de la energía
- ii. Identificar las áreas de uso significativo de energía

iii. Identificar posibilidades de mejora en torno al desempeño energético

1.4.7. Hospital General Ambato IESS

El Hospital General del IESS Ambato (Figura 1.15) es una entidad legalmente establecida que presta servicios médicos a la zona centro de la nación. Su infraestructura se halla levantada en la ciudad de Ambato, Provincia de Tungurahua desde el año 1996. La institución cuenta con una sala de máquinas que provee de recursos energéticos a la edificación [20].



Figura 1.15: Hospital General Ambato IESS [20].

CAPÍTULO II

2.METODOLOGÍA

2.1. Materiales

2.1.1.Pirómetro

El pirómetro es un dispositivo encargado de la medición de temperatura en superficies tanto calientes como frías. La medición dependerá de factores como la distancia y la emisividad considerada en la superficie de medida.

El pirómetro de la Figura 2.1, fue empleado para la extracción de datos. El dispositivo es de marca ESTINK (modelo ES6530B), siendo un termómetro infrarrojo.



Figura 2.1: Pirómetro.

2.1.2. Cámara Termográfica

Es un equipo que posibilita la medición de temperatura sobre superficies con más detalle, siendo su característica principal la presentación de datos presentados en una forma de imagen y la misma en función de la longitud de onda infrarroja.

La Figura 2.2 muestra la cámara termográfica utilizada de marca Fluke, modelo Ti30



Figura 2.2: Cámara termográfica Fluke.

2.1.3. Medidor Láser

Es un dispositivo que permite la obtención de medidas de longitud. La peculiaridad que destaca es el empleo de un láser con alcance de hasta 50m.

La Figura 2.3 indica el modelo específico utilizado para el levantamiento de datos en la sala de máquinas. Se trata de un medidor marca Bosch, modelo GLM 50c.



Figura 2.3: Medidor láser Bosch.

2.2. Métodos

La metodología empleada en el trabajo de investigación se presenta en etapas.

Estudios preliminares

En esta etapa, se desarrolla la planificación con respecto a los componentes primarios a considerar para el estudio térmico. Para lo cual, fue necesario el levantamiento de información pertinente en la entidad.

Levantamiento de datos

El levantamiento de datos se llevó a cabo mediante el registro de mediciones de longitudes de tuberías, dimensiones y capacidades de equipos principales, y temperatura en zonas de relevancia para el estudio.

Balance de energía

En esta fase del estudio, se estimó la energía aprovechada por el sistema en funcionamiento, así como las pérdidas asociadas a su configuración.

Estimación de eficiencia

Continuando con la fase de análisis, se consideró parámetros iniciales y estimados en balance de energías, de modo que se obtuvo la eficiencia total del sistema térmico, en condiciones de funcionamiento continuo.

Propuesta de mejora

Tras finalizar las etapas de estudios preliminares, levantamiento de datos, balance energético y estimación de eficiencia; se estableció una propuesta de mejora en lo referente al desempeño de la sala de máquinas.

2.2.1. Método de Investigación

2.2.1.1. Investigación Exploratoria

Con la asistencia de este nivel se precisó de información técnica en lo referente a los componentes del sistema térmico en la sala de máquinas de la entidad, es decir dimensiones, temperaturas de operación y demás parámetros asociados.

2.2.1.2. Investigación Descriptiva

Dado que el lugar de estudio es la Sala de Máquinas del Hospital General Ambato IESS se hizo uso de un método descriptivo en vista que se consideró necesario detallar el consumo energético de cada componente primario del sistema en funcionamiento.

2.2.1.3. Investigación Bibliográfica

Al disponer de este método se obtuvo información de estudios y aplicaciones semejantes con la influencia del tópico, provenientes de fuentes nacionales e internacionales como artículos científicos, libros, revistas de ciencia, entre otros.

CAPÍTULO III

3. ANÁLISIS Y DISCUSIÓN DE RESULTADOS

Esta sección se focaliza en el análisis del sistema térmico de la casa de máquinas del hospital, por lo cual, se contempla cuatro etapas para su estudio:

- ETAPA I: Análisis de parámetros de entrada.
- ETAPA II: Estimación de pérdidas energéticas.
- ETAPA III: Determinación de la eficiencia del sistema.
- ETAPA IV: Planteamiento y análisis de propuestas de mejora en torno a pérdidas energéticas.

ETAPA I: ANÁLISIS DE PARÁMETROS DE ENTRADA

3.1. Sistema térmico en la sala de máquinas

En la casa de máquinas del hospital fueron identificados componentes principales y complementarios, los cuales han sido clasificados en función de su finalidad, es decir en generación de vapor, distribución del fluido e intercambiador de calor.

3.1.1. Generación de vapor

3.1.1.1. Caldera

En el lugar de estudio se hallan tres calderas pirotubulares de tres pasos, con una potencia nominal de 125 BHP, marca SUPERIOR y modelo MOHAWK Figura 3.1. Sin embargo, al momento de estudio solo se hallaba funcionando el caldero número 3, puesto que los demás equipos se hallaban en reparación. La operación del equipo se lo lleva a cabo durante los 365 días del año, en un periodo de veinte a veintitrés min/hr.



Figura 3.1: Calderos instalados en la sala de máquinas de la entidad.

3.1.1.2. Tanque de condensado

El tanque de condensado almacena parcialmente el agua proveniente del ablandador y del retorno de condensado para luego ser distribuida en los calderos que posee la casa de máquinas. La Figura 3.2 ilustra el tanque instalado de aproximadamente 2600 L.



Figura 3.2: Tanque de condensado instalado.

3.1.1.3. Ablandador de agua

Un ablandador es empleado para remover el calcio y magnesio del agua de alimentación de un caldero. El fluido de este equipo generalmente se mezcla con agua sin depurar para así aumentar la dureza del agua tratada [21]. En la Figura 3.3 se indica el ablandador que se emplea en la entidad.



Figura 3.3: Ablandador de agua de la sala de máquinas.

3.1.1.4. Bomba de alimentación

La bomba de alimentación en las calderas es de marca Foras, modelo SV, con una potencia nominal de 3 HP. En la Figura 3.4 se ilustra la bomba que está instalada para cada uno de los calderos.



Figura 3.4: Bomba para aportación a las calderas [22].

3.1.2. Distribución

3.1.2.1. Tubería

Las líneas de distribución y alimentación instaladas son de tubería de acero de cédula 80 y en mayor parte de su longitud se dispone de aislamiento de lana de vidrio cubierta con *foil* de aluminio (Figura 3.5). Cabe acotar que entre las mencionadas líneas se hallan válvulas de retención y de globo.



Figura 3.5: Tubería cubierta de aislante.

3.1.2.2. Manifold

El manifold de distribución de la entidad (Figura 3.6), al momento de estudio, distribuye vapor hacia tres sectores de la infraestructura los cuales son: lavandería, dietética y un intercambiador de calor en la propia sala de máquinas. Su capacidad es de aproximadamente doscientos litros.



Figura 3.6: Manifold de distribución de la casa de máquinas.

3.1.3. Intercambiador de calor

Uno de los equipos que aprovecha el vapor generado, es un intercambiador de calor, el cual es el encargado de aportar calor en agua que se distribuye hacia los bloques de edificación del hospital. En la Figura 3.7 se muestra el intercambiador instalado en el cuarto de máquinas.



Figura 3.7: Intercambiador de calor.

3.2. Dimensiones

Las dimensiones han sido registradas mediante el uso de herramientas para medición de longitud y temperatura. El registro comprende longitud de tuberías, altura de componentes seleccionados y temperaturas en el sistema térmico instaurado en el lugar de estudio.

3.2.1. Longitud de tuberías

El sistema de vapor de la casa de máquinas en el hospital contiene secciones de tubería relevantes a considerar en el estudio. En la Tabla 3.1 se indica la longitud total medida desde las bombas de alimentación hacia las calderas.

Tabla 3.1: Longitud de tuberías para suministro de agua en las calderas

ALIMENTACIÓN A LAS CALDERAS		
Descripción	Valor	Unidad
Longitud desde bomba hacia caldero 1	12.40	m
Longitud desde bomba hacia caldero 2	16.76	m
Longitud desde bomba hacia caldero 3	20.99	m

En la Tabla 3.2 se indica las longitudes de tuberías desde los calderos hacia el manifold de distribución.

Tabla 3.2: Longitud de tuberías desde calderas hasta el manifold de distribución

CALDERAS A DISTRIBUIDOR		
Descripción	Valor	Unidad
Longitud desde caldero 1 hacia distribuidor	11.09	m
Longitud desde caldero 2 hacia distribuidor	14.30	m

CALDERAS A DISTRIBUIDOR		
Descripción	Valor	Unidad
Longitud desde caldero 3 hacia distribuidor	16.85	m

3.2.2. Dimensiones de caldera

Las dimensiones externas de la caldera de tres pasos instalada se indican en la Figura 3.8.

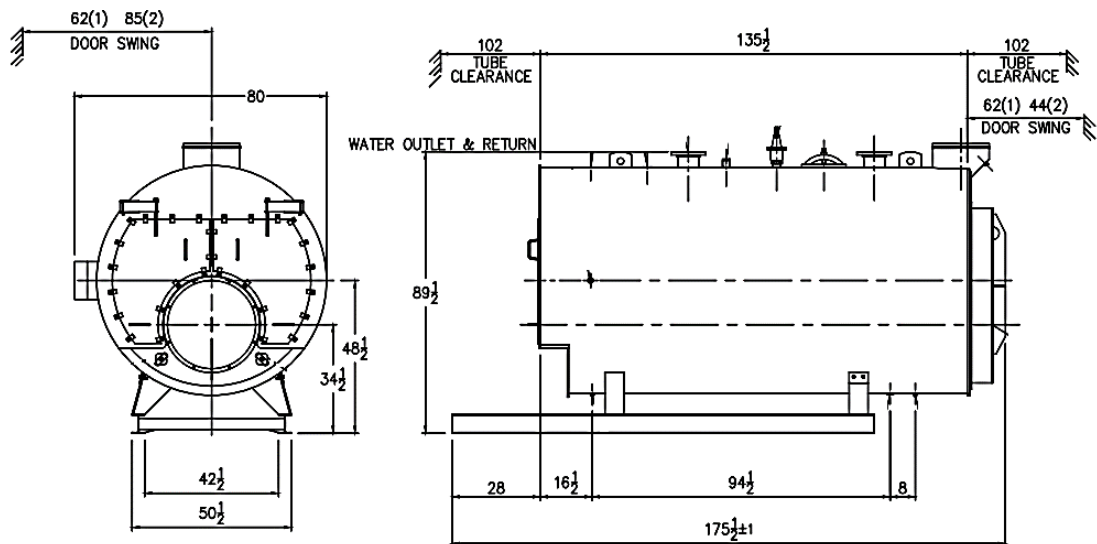


Figura 3.8: Dimensiones de Superficie de Caldera. Medidas en Pulgadas [23].

3.2.3. Diámetros de elementos secundarios del sistema térmico

En la Tabla 3.3 se muestra medidas correspondientes de diámetros de algunos elementos pertenecientes a la sala de máquinas del hospital.

Tabla 3.3: Diámetros de elementos secundarios del sistema térmico.

Descripción	Dimensión (Diámetro Nominal)	Unidad
Tubería a la salida de Tanque de Condensado	1	in

Descripción	Dimensión (Diámetro Nominal)	Unidad
Tubería en salida de Caldera a Distribuidor, Cédula 80.	4	in
Entrada a caldera de agua de alimentación	1¼	in
Tubería de Purga en Caldera Baja	1	in
Quemador	4	in
Tubería de Purga de Tanque de Condensado	1	in

3.2.4. Espesores de aislantes instalados

El material aislante que actualmente se halla instalado en la entidad, denominado cañuela, es un recubrimiento que evita que pérdidas de calor sean significativas en el sistema de tuberías. En la Tabla 3.4 se muestran los espesores vigentes en lo referente a las líneas de tubería de vapor instauradas en la casa de máquinas de la entidad.

Tabla 3.4: Espesores de aislantes vigentes en la sala de máquinas del hospital.

Descripción	Espesor [cm (in)]
Tubería desde Calderas hacia Distribuidor	3.18 (1.25)
Tubería hacia Intercambiador de Calor	3.50 (1.37)
Tubería hacia Dietética	4.00 (1.50)
Tubería hacia Lavandería	3.00 (1.18)
Tubería hacia Piscina	2.80 (1.10)

3.3. Registro de temperaturas

En la Tabla 3.5 se enuncia las temperaturas en partes de relevancia para el estudio.

Tabla 3.5: Temperaturas en la casa de máquinas.

Zona	Temperatura [°C]
Salida de Caldera	166.2
Aislante de Tubería hacia Distribuidor	85
Exterior Caldera	65
Distribuidor	160.3

3.4. Capacidad de los elementos de la sala de máquinas

3.4.1. Capacidad del tanque de condensado

La capacidad del tanque de condensado que dispone la entidad se estima mediante las medidas tomadas del mismo. La Figura 3.9 indica las medidas del tanque empleado.

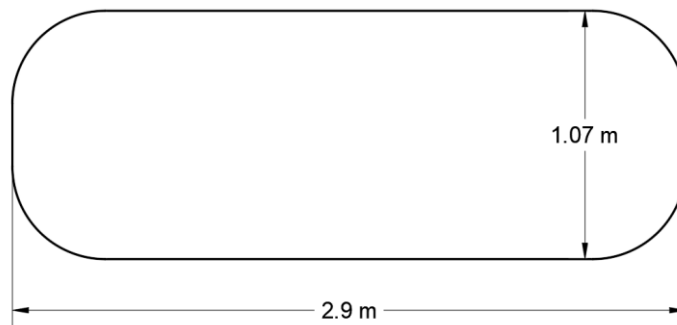


Figura 3.9: Esquema de tanque de condensado.

Una estimación de la capacidad que dispone el elemento se lo determina del siguiente modo:

$$V_{\text{estimado máximo}} \approx \frac{\pi d^2 L}{4} \quad (3.1)$$

$$V_{\text{estimado máximo}} \approx \frac{\pi(1.07)^2(2.9)}{4}$$

$$V_{\text{estimado máximo}} \approx 2.607 \text{ m}^3 = 2607 \text{ l}$$

Donde d y L son diámetro y longitud de un cilindro, respectivamente.

3.4.2. Capacidad del manifold

En la Figura 3.10 se muestra el esquema del manifold encargado de la distribución de vapor hacia los diferentes lugares de consumo.

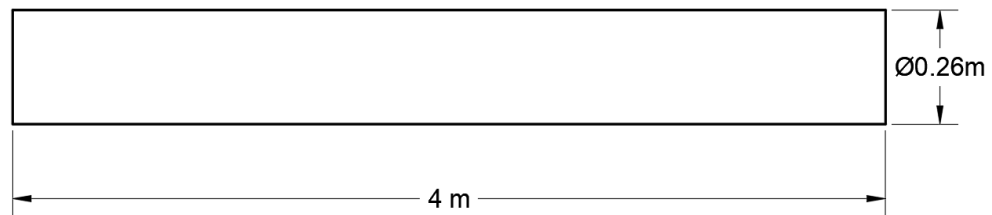


Figura 3.10: Dimensiones generales de manifold.

$$V_{estimado} \approx \frac{\pi d^2 L}{4}$$

$$V_{estimado} \approx \frac{\pi(0.26)^2(4)}{4}$$

$$V_{estimado} \approx 0.2123 \text{ m}^3 = 212.3 \text{ l}$$

3.5. Consumo de Combustible

Según datos proporcionados por el hospital, se indica que el registro promedio de consumo de combustible diario en los meses diciembre 2021 - marzo 2022 es de 150 Gal.

3.6. Presión en Generador de Vapor

3.6.1. Presión a salida de bombas de suministro

La instalación actual de las bombas de suministro de agua para las calderas no dispone de manómetros que aseguren que la presión, que llega el fluido de trabajo, sean las apropiadas. Tomando esto en cuenta, se ha procedido a estimar la presión de trabajo de los respectivos generadores de vapor.

En la sala de máquinas, se dispone de 3 bombas de alimentación hacia las calderas. La potencia nominal que se indica en la placa es de 2.5 HP.

$$P = \frac{2.5\text{HP}}{1} \frac{746\text{W}}{1\text{HP}} = 1.865 \text{ kW}$$

Cabe mencionar que la presión a la que operan las bombas es fluctuante, por lo que se tomó los datos proporcionados en la placa técnica acerca de la altura máxima y mínima, es decir: $H_{m\acute{a}x} = 108.6 \text{ m}$ y $H_{m\acute{i}n} = 58.5 \text{ m}$. Se estimó los metros de columna de agua en cada una de las bombas de la siguiente manera:

$$H_{B1} = 0.35(108.6 - 58.5) + 58.5 = 76.04 \text{ m}$$

$$H_{B2} = 0.50(108.6 - 58.5) + 58.5 = 83.60 \text{ m}$$

$$H_{B3} = 0.65(108.6 - 58.5) + 58.5 = 91.70 \text{ m}$$

Donde H_B es la cantidad de metros de columna de agua en cada una de las bombas.

La eficiencia real de la bomba de las características opera entre [22]:

$$n = 50 - 60\% = 0.5 - 0.6$$

En tanto que el caudal de entrada estimado en las bombas se calcula con la ecuación (3.2).

$$P = \frac{\gamma C H_B}{n_B} \quad (3.2)$$

Donde:

P : Potencia de una bomba [kW].

γ : Peso específico del fluido $\left[\frac{kN}{m^3}\right]$. $\gamma_{agua @ 17.5^\circ C} = 9.8 \text{ kN/m}^3$.

C : Flujo volumétrico o caudal del fluido $\left[\frac{m^3}{s}\right]$

H_B : Carga de elevación de la bomba [m. c. a].

n_B : Eficiencia de la bomba [%].

$$C_{B1} = \frac{P n_B}{\gamma H_{B1}} = 0.001376 \frac{m^3}{s}$$

$$C_{B2} = \frac{P n_B}{\gamma H_{B2}} = 0.001252 \frac{m^3}{s}$$

$$C_{B3} = \frac{P n_B}{\gamma H_{B3}} = 0.001149 \frac{m^3}{s}$$

Donde C_B es el valor del flujo volumétrico en cada una de las bombas de aportación.

3.6.2. Presión entrada a Calderas

La presión con la que ingresa hacia el generador de vapor no es el mismo con el que procede de las bombas hidráulicas, es decir en el transcurso existe una caída de presión debido a diferencia de alturas y demás consideraciones en un sistema de alimentación. Por ello fue necesario el cálculo de estas pérdidas, de modo que se tenga una estimación cercana a la que actualmente se halla operando el sistema como tal.

El sistema de tuberías en el suministro del fluido de trabajo dispone de dos diámetros en la línea como tal, es decir la primera parte posee un diámetro nominal de 1 in y la segunda se halla instalado de 1¼ in. En la Figura 3.11 se muestra la configuración de las líneas de alimentación considerando los cambios de sección transversal, además presentada desde vista superior y unifilar.

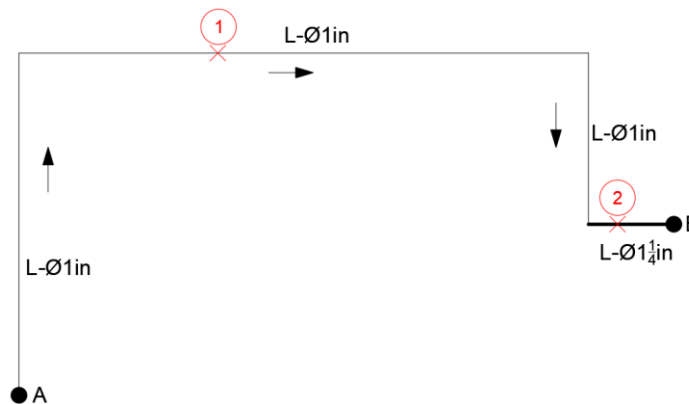


Figura 3.11: Vista superior de línea de suministro de calderas.

- a. **Velocidad del fluido en la sección con diámetro de 1 in** (Cédula 80:
Di=0.0243m, De=0.0334m)

$$C_1 = A_1 * V_1 \quad (3.3)$$

$$V_1 = \frac{C_1}{A_1}$$

C_1 : Caudal en el punto de análisis $\left[\frac{m^3}{s}\right]$.

A_1 : Área se sección transversal de un cilindro $[m^2]$.

V_1 : Velocidad en el punto de estudio $\left[\frac{m}{s}\right]$.

$$A_1 = \frac{\pi D_i^2}{4} \quad (3.4)$$

Donde:

A_1 : Área de sección transversal, es decir área de una circunferencia [m^2].

D_i : Diámetro interno de la tubería en el punto de análisis [m].

Se reemplaza la ecuación (3.4) en la ecuación (3.3) y se obtiene:

$$V_1 = \frac{4 * C_1}{\pi * D_{i1}^2} \quad (3.5)$$

b. Velocidad del fluido en la sección con diámetro de 2 in (Cédula 80: $D_i=0.0325m$, $D_e=0.0422m$)

Con la ley de la continuidad, se igualan los caudales en los puntos 1 y 2 del estudio, es decir, esto implica la ecuación (3.5) en función de los puntos de estudio [24].

$$C_1 = C_2$$

$$A_1 V_1 = A_2 V_2$$

$$\frac{\pi D_{i1}^2}{4} * V_1 = \frac{\pi D_{i2}^2}{4} * V_2$$

$$V_2 = \frac{D_{i1}^2 * V_1}{D_{i2}^2} \quad (3.6)$$

c. Número de Reynolds [24].

$$Re = \frac{D_i * V * \rho}{\mu} \quad (3.7)$$

Donde:

Re : Número de Reynolds.

ρ : Densidad del fluido [$\frac{kg}{m^3}$].

μ : Viscosidad dinámica del fluido $\left[\frac{Pa}{s}\right]$.

V : Velocidad del fluido en el punto de estudio $\left[\frac{m}{s}\right]$.

Nota: Si $Re < 2000 \rightarrow$ Laminar, si $Re > 4000 \rightarrow$ Turbulento.

d. Factor de Fricción (Flujo turbulento [24])

$$f = \frac{0.25}{\left[\log \left(\frac{1}{3.7 \left(\frac{D_i}{\epsilon} \right)} + \frac{5.74}{Re^{0.9}} \right) \right]^2} \quad (3.8)$$

Donde:

f : Factor de fricción para flujo turbulento.

ϵ : Factor de rugosidad del material de la tubería

e. Pérdidas debido a la longitud de la tubería

$$h_{L1/L2} = f \left(\frac{L}{D_i} \right) \left(\frac{V_{1/2}^2}{2g} \right) \quad (3.9)$$

$$h_L = h_{L1} + h_{L2} \quad (3.10)$$

Donde:

$h_{L1/L2}$: Pérdidas debido a tubería en punto 1 o 2 del estudio [m].

h_L : Pérdidas de carga en la tubería bomba-caldera [m].

L : Longitud de tubería en las secciones de diámetro 1 o 1¼ desde la bomba a cada caldera [m].

$V_{1/2}$: Velocidad en el punto 1 o 2 del estudio $\left[\frac{m}{s}\right]$.

g : Aceleración debido a la gravedad $\rightarrow 9.81 \left[\frac{m}{s^2}\right]$.

f. Pérdidas debido a cargas de accesorios “ h_a ” [m]

$$h_a = 5\%(h_L) \quad (3.11)$$

g. Caída de Presión en la línea de suministro “ h_T ” [m]

$$h_T = h_L + h_a \quad (3.12)$$

h. Balance de Energía

$$H_B + z_A + \frac{V_A^2}{2g} - h_T = \frac{P_B}{\gamma_{agua}} + z_B + \frac{V_B^2}{2g} \quad (3.13)$$

$$P_B = \left(H_B + \frac{V_A^2 - V_B^2}{2g} + z_A - h_T - z_B \right) \gamma_{agua}$$

Donde:

- H_B : Carga de elevación en la bomba [m. c. a].
 z_A : Altura del elemento A, $z_A = 0$
 z_B : Altura del elemento B, $z_B = 0.2301$ [m]
 V_A : Velocidad en el elemento A [m/s].
 V_B : Velocidad en el elemento B [m/s].
 P_B : Presión en el elemento B [kPa].

En la Tabla 3.6 se muestra los parámetros para el cálculo sobre la presión en la entrada de las calderas.

Tabla 3.6: Parámetros necesarios para cálculo de presión en calderas.

PARÁMETROS	BOMBA - CALDERA 1	BOMBA - CALDERA 2	BOMBA - CALDERA 3
V_1 [m/s]	2.968	2.700	2.478
V_2 [m/s]	1.659	1.509	1.385
ρ [kg/m ³]	998.953	998.987	999.021
μ [Pa/s]	0.001	0.001	0.001
Re_1	67390.485	61294.699	56273.681
Re_2	50387.347	45829.575	42075.398
f_1	0.0258	0.0260	0.0262

PARÁMETROS	BOMBA - CALDERA 1	BOMBA - CALDERA 2	BOMBA - CALDERA 3
f_2	0.0253	0.0256	0.0259
$L_{\phi 1in} [m]$	12.054	16.463	20.700
$L_{\phi 1\frac{1}{4}in} [m]$	0.299	0.299	0.299
$h_{L1} [m]$	5.746	6.545	6.990
$h_{L2} [m]$	0.033	0.027	0.023
$h_L [m]$	5.779	6.572	7.013
$h_a [m]$	0.289	0.329	0.351
$h_T [m]$	6.068	6.901	7.364
$\gamma_{agua} [N/m^3]$	9799.724	9800.063	9800.394
$P_B [kPa]$	686.431	751.902	820.158

3.7. Calor disponible

De acuerdo con la definición de eficiencia de un caldero, el calor disponible viene a ser la energía que se obtiene al quemarse un combustible. Dicho de otras palabras, este calor es el producto entre el poder calorífico inferior y el flujo másico de dicho combustible [10].

$$Q_{disponible} = PCI * \dot{m}_c \quad (3.14)$$

Donde:

$Q_{disponible}$: Calor disponible [kW].

PCI : Poder calorífico del combustible $\left[\frac{kJ}{kg}\right]$.

\dot{m}_c : Flujo de combustible $\left[\frac{kg}{s}\right]$.

Cabe mencionar que los calderos de la entidad, presentan similares condiciones como: tiempo de vida, mantenimiento, quemadores, etc. Se asume que tienen la misma eficiencia y tienen el mismo régimen de trabajo. Además durante la realización de estudio, solamente el Caldero No. 3 se hallaba en funcionamiento, en consecuencia resulta ser lo suficiente para abastecer la demanda vigente de energía en el hospital.

3.8. Calor útil

El calor útil se refiere a la diferencia entre el calor disponible del generador de vapor y el calor perdido asociado a su funcionamiento [10].

$$Q_{\text{útil}} = Q_{\text{disponible}} - Q_{\text{pérdidas}} \text{ [kW]} \quad (3.15)$$

Las pérdidas que se dan en el generador de vapor, se detallan posteriormente.

ETAPA II: ESTIMACIÓN DE PÉRDIDAS ENERGÉTICAS

3.9. Pérdidas de calor en el sistema

Las pérdidas de calor significativas que se dan lugar en la sala de máquinas del hospital, implican el estudio respectivo de las tuberías que transporta el vapor desde las calderas hacia el manifold de distribución y la superficie del generador del vapor. Asimismo, en la estimación de calor perdido al recubrimiento actualmente instalado en la entidad.

3.9.1. Pérdidas en Caldera

Para el cálculo de pérdidas en caldera se emplea el método indirecto para determinación de eficiencia en un generador de vapor.

3.9.1.1. Pérdidas debido a combustión

El presente estudio no tiene como fin determinar la eficiencia de combustión de la caldera número 3 de la sala de máquinas. Sin embargo, se tomó los datos obtenidos por Vargas [25] que indica que la eficiencia de combustión del caldero de estudio corresponde a 87.7%, al incorporarse nuevo control en el quemador.

Entonces de manera análoga, se dice que las pérdidas que se presentan debido a la combustión son de 12.3% del calor disponible que entrega el combustible.

$$Q_{combustión} = 0.123(Q_{disponible}) \quad (3.16)$$

$$Q_{combustión} = 0.123(662.99)$$

$$Q_{combustión} = 81.55 \text{ kW}$$

3.9.1.2. Pérdidas por purgas

Estas pérdidas se dan debido a la necesidad de purgar continuamente una caldera, es decir se toma en consideración un caudal y entalpía de la purga [26]. Dicho caudal necesario se obtiene mediante balance sobre los diversos componentes a tener control.

$$\dot{P} = \frac{s_{a.a.} * C_{a.a.}}{s_c - s_{a.a.}} \quad (3.17)$$

$$\dot{P} = \frac{(35)(3720.19)}{7000 - 35}$$

$$\dot{P} = 18.69 \text{ kg/h}$$

Donde:

\dot{P} : Caudal de la purga $\left[\frac{kg}{h}\right]$.

$s_{a.a.}$: Salinidad del agua de alimentación, salinidad permisible en una caldera pirotubular = 35 [ppm].

$C_{a.a.}$: Caudal del agua de alimentación a la caldera $\left[\frac{kg}{h}\right]$.

s_c : Salinidad en la caldera [ppm].

En tanto que el calor debido a purgas se lo calcula como el producto entre su caudal y la entalpía de líquido en la presión de saturación [26].

$$Q_p = \dot{P} * h_p \quad (3.18)$$

$$Q_p = 18.69(705.69) = 3.66 \text{ kW}$$

Donde:

Q_p : Pérdida de calor debido a purgas [kW].

h_p : Entalpía de líquido en la presión de saturación ($h_{f@P=7.5kg/cm^2} = 705.69$)
[kJ/kg].

3.9.1.3. Parámetros para cálculo de pérdidas

a. Cálculo de áreas de transferencia de calor

Las áreas de transferencia de calor “ A_s ” dependerán de la superficies que van a tener contacto con el medio circundante.

- Área de transferencia de calor para superficie lateral cilíndrica

$$A_c = \pi D_c L_c \quad (3.19)$$
$$A_c = \pi(1.854)(3.454) = 20.12 \text{ m}^2$$

Donde:

- A_c : Área de transferencia de calor para exterior cilíndrica [m^2].
 D_c : Diámetro de caldera [m].
 L_c : Longitud de caldera [m].

- Área de transferencia de calor en puerta trasera

$$A_p = \pi r_p^2 - \alpha r_p^2 + xh \quad (3.20)$$
$$A_p = \pi(0.823)^2 - (0.787)(0.823)^2 + (0.583)(0.581) = 1.93 \text{ m}^2$$

Donde:

- A_p : Área de transferencia de calor de puerta trasera [m^2].
 r_p : Radio de puerta trasera de caldera [m].
 α : Ángulo del sector circular de la puerta [rad].
 x : Arista superior de puerta trasera [m].
 h : Distancia desde centro de caldera hasta arista superior de caldera [m].

- Área restante de la parte posterior de caldera ($A_{r.p.c.}$) [m^2].

$$A_{r.p.c.} = \alpha r_p^2 - xh \quad (3.21)$$

$$A_{r.p.c.} = (0.787)(0.823)^2 - (0.583)(0.581) = 0.195 \text{ m}^2$$

- Área de stack (chimenea) de caldera

$$A_{s.c.} = \pi D_s L_s \quad (3.22)$$

$$A_{s.c.} = \pi(0.448)(0.187) = 0.263 \text{ m}^2$$

Donde:

$A_{s.c.}$: Área de transferencia de calor en la chimenea del generador de vapor [m^2].

D_s : Diámetro de stack [m].

L_s : Longitud de stack de caldera [m].

- Área de superficie frontal de caldera ($A_{f.c.}$) [m^2].

En base a la ecuación (3.4) “área de una circunferencia”, se determina el área respectiva.

$$A_{f.c.} = \frac{\pi D_c^2}{4}$$

$$A_{f.c.} = \frac{\pi(1.854)^2}{4} = 2.7 \text{ m}^2$$

b. Cálculo de pérdidas debido a convección natural

Para evaluar las pérdidas de calor debido a convección natural se deben tener en cuenta parámetros como temperatura de película, número de Rayleigh, Nusselt, entre otros. Estos se detallan a continuación.

- Temperatura de película

La temperatura de película varía de acuerdo con las temperaturas de superficies de estudio [6].

$$T_f = \frac{(T_s + T_\infty)}{2} \quad (3.23)$$

Donde:

T_f : Temperatura de película para considerar propiedades del aire [$^{\circ}C$].

T_s : Temperatura en la superficie exterior del cilindro [$^{\circ}C$].

T_{∞} : Temperatura en los alrededores [$^{\circ}C$].

- Coeficiente de variación volumétrica [K^{-1}]

Se emplea la ecuación (1.3) para el cálculo de este factor.

$$\beta = \frac{1}{T_f}$$

- Número de Rayleigh

Este número, de acuerdo con la literatura, dependerá de las características geométricas del elemento. Cuando se trata de cilindros la longitud característica L_c será el diámetro D , en tanto que para paredes corresponde a la altura o longitud de esta L . Se determina con la ecuación (1.6-b).

$$Ra_D = \frac{g\beta(T_s - T_{\infty})L_c^3 Pr}{\nu^2}$$

- Número de Nusselt

De forma similar que el parámetro anterior, este depende de la geometría del elemento.

i. Número de Nusselt en cilindros horizontales [6]

En función del estudio, este caso corresponde para los cálculos de pérdidas para la superficie exterior cilíndrica y stack (chimenea).

$$Nu = \left\{ 0.6 + \frac{0.387 Ra_D^{\frac{1}{6}}}{\left[1 + \left(\frac{0.559}{Pr} \right)^{\frac{9}{16}} \right]^{\frac{8}{27}}} \right\}^2 \quad (3.24-a)$$

ii. Número de Nusselt en torno a paredes verticales [6]

Bajo este criterio se manejan los cálculos para la superficie de la parte posterior y frente de la caldera.

$$Nu = \left\{ 0.825 + \frac{0.387 Ra_D^{\frac{1}{6}}}{\left[1 + \left(\frac{0.492}{Pr} \right)^{\frac{9}{16}} \right]^{\frac{8}{27}}} \right\}^2 \quad (3.24-b)$$

- Coeficiente de convección natural

Al igual que en previos parámetros, este también dependiera de la configuración que tenga el elemento [6]. En cilindros $\rightarrow L_c \approx D$ y paredes $\rightarrow L_c \approx L$.

$$h = \frac{k_{aire} * Nu}{L_c} \quad (3.25)$$

Donde:

h : Coeficiente de convección $\left[\frac{W}{m^2C} \right]$.

k_{aire} : Coeficiente de conductividad térmica $\left[\frac{W}{mC} \right]$.

- Cálculo de pérdida de calor debido a convección

Se refiere al flujo de calor que se pierde en el ambiente y es calculado mediante la ecuación (1.2). Entonces, al adaptar las variables del estudio, se emplea lo siguiente:

$$Q_{conv} = hA_s(T_s - T_{\infty}) \quad (3.26)$$

Donde Q_{conv} es la pérdida de calor debido a convección $[kW]$.

c. Cálculo de pérdidas de energía debido a Radiación

Así como se pierde por convección, la radiación también forma parte en la sumatoria de energía perdida en la superficie exterior del generador de vapor. Tomando como referencia a la ecuación (1.7), se describe el calor debido a convección:

$$Q_{rad} = \varepsilon A_s \sigma (T_s^2 - T_{alrededor}^4) \quad (3.27)$$

Donde:

Q_{rad} : Pérdida de calor debido a radiación [kW].

ε : Emisividad de la superficie del cilindro, ya sea sin o con aislante.

σ : Coeficiente de Stefan Boltzmann $\rightarrow 5.67 \times 10^{-8} \left[\frac{W}{m^2 K^4} \right]$.

3.9.1.4. Pérdidas de calor por convección y radiación en la caldera

En la Tabla 3.7 se indica las pérdidas por convección y radiación que se presentan en la caldera.

Tabla 3.7: Pérdidas de calor debido a convección natural y radiación en la caldera.

Parámetro	Unidad	Superficie lateral cilíndrica	Parte posterior			Parte frontal
			Puerta posterior	Superficie restante de parte trasera	Stack (chimenea)	
T_s	°C	65.00	176.00	137.00	137.00	65.00
	K	338.00	449.00	410.00	410.00	338.00
T_∞	°C	25.00	25.00	25.00	25.00	25.00
	K	298.00	298.00	298.00	298.00	298.00
T_f	°C	45.00	100.50	81.00	81.00	45.00
	K	318.00	373.50	354.00	354.00	318.00
k	W/m°C	0.0270	0.0310	0.0296	0.0296	0.0270
ν	m ² /s	1.75E-05	2.31E-05	2.11E-05	2.11E-05	1.75E-05
Pr	-	0.7241	0.711	0.7152	0.7152	0.7241
β	K ⁻¹	3.14E-03	2.68E-03	2.82E-03	2.82E-03	3.14E-03

Parámetro	Unidad	Superficie lateral cilíndrica	Parte posterior			Parte frontal
			Puerta posterior	Superficie restante de parte trasera	Stack (chimenea)	
L_c	m	$D=1.854$	$L=1.405$	$L=0.243$	$D=0.448$	$L=1.85$
Ra	-	1.86E+10	1.46E+10	7.13E+07	4.52E+08	1.86E+10
Nu	-	294.55	2.85E+02	55.29	90.34	307.95
h	W/m°C	4.29	6.28	6.75	5.96	4.48
A_s	m ²	$A_c=20.12$	$A_p=1.93$	$A_{r.p.c.}=0.19$	$A_{s.c}=0.263$	$A_{f.c}=2.7$
ε	-	0.90	0.90	0.90	0.90	0.90
Q_{conv}	kW	3.451	1.836	0.147	0.176	0.484
Q_{rad}	kW	5.30	3.24	0.20	0.27	0.71

3.9.1.5. Pérdidas no consideradas

Se presentan pérdidas que no han podido ser evaluadas debido a parámetros no tomados en cuenta, sin embargo se las estimó un 5% del total de pérdidas de conducción y convección.

$$Q_{p.n.c} = \frac{5}{100} * \sum \text{Pérdidas debido a convección y radiación} \quad (3.28)$$

Donde $Q_{p.n.c}$ es el calor por pérdidas no consideradas [kW].

3.9.1.6. Estimación de Pérdidas en el generador de vapor

En la Tabla 3.8 se indica un resumen de las pérdidas de la caldera 3 de la sala de máquinas estudiada.

Tabla 3.8: Pérdidas existentes en la caldera de la sala de máquinas.

Descripción	Tipo de Transferencia	Valor [kW]	Pérdida por Zona [kW]
Superficie Lateral	Convección	3.45	8.76
	Radiación	5.30	
Parte Frontal	Convección	0.48	1.20
	Radiación	0.71	
Parte Trasera	Convección	1.98	5.70
	Radiación	3.71	
Subtotal		15.65	15.65
Otras pérdidas, no consideradas		0.78	0.78
TOTAL			32.08

3.9.2. Pérdidas energéticas en sistema de distribución de vapor

En lo que respecta al sistema de distribución en la sala de máquinas del hospital, se compone de líneas de tubería y el manifold de distribución, por lo que para el estudio se determinó las pérdidas existentes en el sistema mencionado.

3.9.2.1. Áreas de transferencia de calor

Las superficies donde se lleva a cabo la transferencia de calor, en su mayoría para elementos cilíndricos, se determinan empleando la ecuación (3.19). En la Tabla 3.9 se indican los valores correspondientes a las áreas en el sistema de distribución que poseen características de un cilindro.

Tabla 3.9: Áreas de transferencia de calor para elementos cilíndricos.

Parámetro	Unidad	Tubería con aislante	Tubería sin aislante	Superficie lateral de manifold
D	m	0.1742	0.1143	0.26
L	m	15.85	1	3.98
A_s	m ²	8.67	0.35	3.25

En tanto que, para el área de transferencia de calor para los extremos del manifold de distribución ($A_{e.m.}$) se emplea la ecuación (3.4), ya que se trata de la superficie de un cilindro, es decir su sección transversal es una circunferencia.

$$A_{e.m.} = \frac{\pi(0.26)^2}{4} = 0.053 \text{ m}^2$$

3.9.2.2. Pérdidas debido convección y radiación

De manera similar, se determina los valores de las pérdidas que se dan en el sistema de distribución.

a. Cálculo de pérdidas por convección natural

Para la determinación de los diferentes parámetros se emplean las mismas ecuaciones descritas con anterioridad, es decir.

- Temperatura de película → Ecuación (3.23)
- Coeficiente de variación volumétrica → Ecuación (1.3)
- Número de Rayleigh → Ecuación (1.6-b)

Al tratarse de un cilindro, su longitud característica será $L_c \approx D$. Mientras que para elementos de pared plana $L_c \approx L$.

- Número de Nusselt → Ecuación (3.24-b)

La línea de tuberías se la considera como cilindro horizontal, debido a que las secciones pequeñas de tubería que se disponen como forma vertical no cumplieron con la recomendación de la literatura para considerar como pared vertical, es decir $D > \frac{35L}{Gr^{1/4}}$ [27].

$$T_f = \frac{T_s - T_\infty}{2} = \frac{85 + 25}{2}$$

$T_f = 55^\circ\text{C} \rightarrow$	$\beta = 3.05 \times 10^{-3} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$	$k_{aire} = 0.02735 \frac{\text{W}}{\text{m}^\circ\text{C}}$
	$v = 1.85 \times 10^{-5} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}$	$Pr = 0.7215$

Se emplea la ecuación (1.5).

$$Gr = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)D^3}{\nu^2} = \frac{9.81(3.05 \times 10^{-3})(85 - 25)(0.1742)^3}{(1.85 \times 10^{-5})^2}$$

$$Gr = 27807188.13$$

Tabla 3.10: Comprobación sobre aplicación de criterio de cilindro vertical.

Longitud	D [m]	$\frac{35L}{Gr^{1/4}}$ [m]	$\dot{D} > \frac{35L}{Gr^{1/4}}?$
$L_1 = 1.41 \text{ m}$	0.1742	0.6795	NO
$L_1 = 2.20 \text{ m}$	0.1742	1.0604	NO

∴ Se trabaja considerando como cilindro horizontal, según la comprobación de la Tabla 3.10.

- Coeficiente de convección natural → Ecuación (3.25)
- Cálculo de pérdida de calor debido a convección → Ecuación (3.26)

b. Cálculos de pérdida de calor debido a radiación

De forma semejante para la determinación del valor de este flujo, se emplea la ecuación (3.27).

c. Pérdidas de calor debido a convección y radiación

En la Tabla 3.11 se enlista los parámetros necesarios para el cálculo de las pérdidas de energía que se dan por convección natural y radiación en el sistema de distribución de vapor.

Tabla 3.11: Pérdidas calculadas debido a convección natural y radiación en el sistema de distribución.

Parámetro	Unidad	Tubería		Manifold	
		Aislada	No Aislada	Superficie Lateral	Extremos
T_s	°C	85	166.2	70	166.4
	K	358	439.2	343	439.4

Parámetro	Unidad	Tubería		Manifold	
		Aislada	No Aislada	Superficie Lateral	Extremos
T_{∞}	°C	25	25	25	25
	K	298	298	298	298
T_f	°C	55	95.6	47.5	95.7
	K	328	368.6	320.5	368.7
k	W/m°C	0.027	0.031	0.027	0.031
ν	m ² /s	1.8E-05	2.26E-05	1.77E-05	2.26E-05
Pr	-	0.722	0.712	0.724	0.712
β	°C ⁻¹	3.0E-03	2.71E-03	3.12E-03	2.71E-03
L_c	m	$D=0.1742$	$D=0.1143$	$D=0.26$	$L=0.26$
Ra	-	2.0E+07	7.82E+06	5.57E+07	9.21E+07
Nu	-	34.84	26.29	47.43	59.61
h	W/m°C	5.47	7.05	4.96	7.02
A_s	m ²	8.67	0.35	3.25	$A_{e,m}=0.053$
ε	-	0.035	0.8	0.9	0.9
Q_{conv}	kW	2.847	0.357	0.725	0.105
Q_{rad}	kW	0.147	0.478	0.988	0.159

d. Pérdidas no consideradas

Se presentan pérdidas que no han podido ser evaluadas debido a parámetros no tomados en cuenta, sin embargo se las estimó un 5% del total de pérdidas de conducción y convección, es decir se emplea la ecuación (3.28).

e. Estimación de pérdidas en sistema de distribución

En la Tabla 3.12 se indica un resumen de las pérdidas del sistema de distribución de la sala de máquinas operativa.

Tabla 3.12: Pérdidas determinadas en el sistema de distribución de la sala de máquinas.

Descripción		Tipo de Transferencia	Valor [kW]	Pérdida por Zona [kW]
Tubería	Sin Aislante	Convección	0.36	0.83
		Radiación	0.48	
	Con Aislante	Convección	2.85	2.99
		Radiación	0.15	
Manifold	Superficie Lateral	Convección	0.73	1.71
		Radiación	0.99	
	Extremos	Convección	0.11	0.26
		Radiación	0.16	
Subtotal			5.81	5.81
Otras pérdidas, no consideradas			0.29	0.29
TOTAL				11.90

3.10. Análisis de Pérdidas de Calor

Conforme las pérdidas de calor en el caldero y el sistema de distribución de vapor generado, se elabora un análisis de forma anual para establecer un estimado cuanto energía se disipa en el transcurso mencionado.

$$Q_{anuales} = Q_{zona} * \frac{3600 \text{ s}}{1 \text{ h}} * \frac{12 \text{ h}}{\text{día}} * \frac{365 \text{ días}}{\text{año}} \quad (3.29)$$

Donde:

$Q_{anuales}$: Pérdidas de calor cuantificadas de manera anual [kJ/año].

Q_{zona} : Pérdidas de calor por zona [kJ/año].

3.10.1. Pérdidas en generación de vapor

En la Tabla 3.13 se muestran las pérdidas que se presentan de forma anual en cada una de las zonas que se consideraron en el estudio.

Tabla 3.13: Pérdidas anuales que se dan lugar en el generador de vapor.

Descripción	Valor [<i>kJ/año</i>]
Superficie Lateral	138051903.4
Parte Frontal	18857541.11
Parte Trasera	89825585.66
Otras Pérdidas No Consideradas	12336751.51

3.10.2. Pérdidas en distribución de vapor

En la Tabla 3.14 se muestran las pérdidas que se presentan de forma anual en cada una de las zonas en el sistema de distribución que se consideraron en el estudio.

Tabla 3.14: Pérdidas anuales que se dan lugar en la distribución de vapor.

Descripción	Valor [<i>kJ/año</i>]
Tubería sin aislante	13166073.9
Tubería con aislante	47207706.57
Superficie lateral de manifold	27010324.26
Extremos de manifold	4174312.065
Otras pérdidas, no consideradas	4577920.84

ETAPA III: DETERMINACIÓN DE LA EFICIENCIA DEL SISTEMA

3.11. Eficiencia Energética

Para cuantificar la eficiencia con la que opera actualmente la sala de máquinas se dispone de tres zonas a contemplar: generación de vapor, distribución de este y el intercambiador de calor instalado en el lugar.

3.11.1. Generación de vapor

En la Figura 3.12, se indica cuán eficiente es actualmente la caldera operativa de la sala de máquinas, alrededor de 84.67% (calor útil) . Sin embargo, existen pérdidas que bien pueden ser reducidas con ciertas consideraciones del estudio.

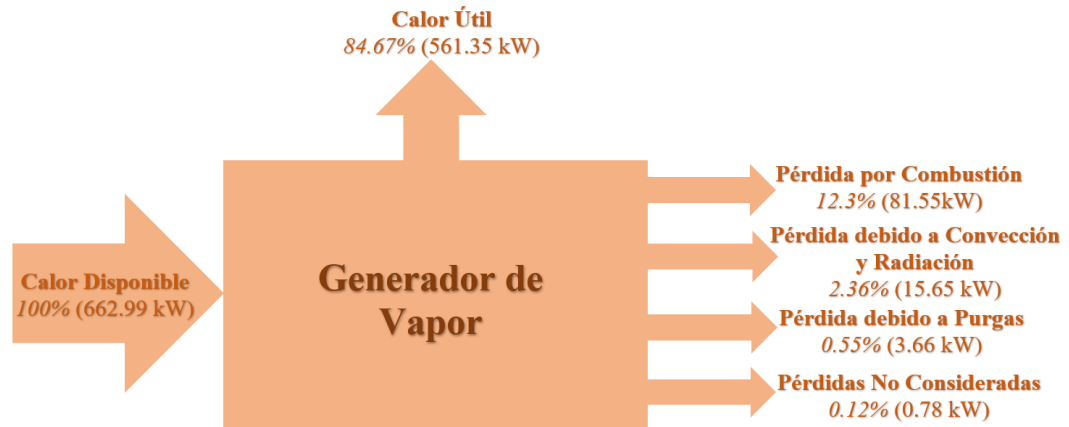


Figura 3.12: Diagrama de eficiencia correspondiente al caldero de vapor.

3.11.2. Distribución de vapor

La Figura 3.13 ilustra, mediante un diagrama de Sankey, cuál es la eficiencia de distribución en la sala de máquinas estudiada. Por lo tanto, el rendimiento que posee este es de 83.75%, siendo este el calor aprovechado del sistema de vapor de la casa de máquinas.

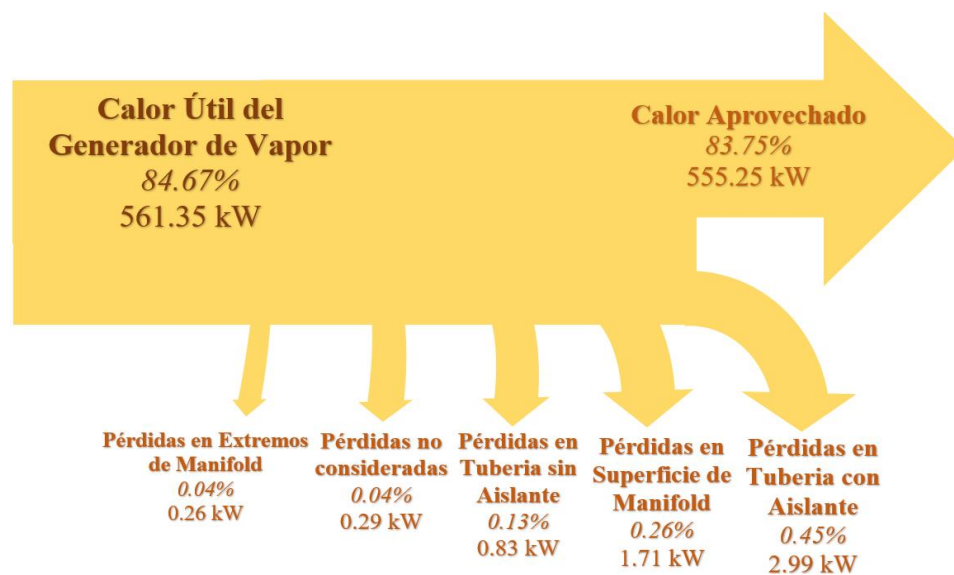


Figura 3.13: Diagrama de Sankey sobre la distribución de vapor en la sala de máquinas de la entidad.

3.11.3. Intercambiador de calor

Asimismo, un equipo que utiliza el vapor generado en el caldero es un intercambiador de calor de tubos y coraza, empleado para calentar agua que se dirige al interior de los edificios del hospital. Para estimar su eficiencia se ha utilizado el método de la efectividad NTU. Cabe mencionar que el fluido caliente (vapor) se le puede considerar como un caso especial, en donde este va a cambiar de fase debido a la transferencia de energía. En otras palabras, su temperatura será constante $T_{hi} = T_{ho} = 94^{\circ}C$.

- **Velocidad de circulación del fluido frío**

De acuerdo con McCabe [28], la velocidad permisible para circulación de agua está entre un rango de 1.2-2.4 m/s.

$$V_i \approx 1.8 \text{ m/s}$$

La entrada hacia la coraza del intercambiador es un tubo de 2 pulgadas cedula 80, por lo que el caudal de agua que ingresa es calculado en base a las ecuaciones (3.3) y (3.4), de modo que:

$$C_{int.} = A_{t.2pulg.} * V_i \quad (3.30)$$

$$C_{int.} = \left(\frac{\pi D_{i.t.2in.}}{4} \right) (1.8) = \left(\frac{\pi * 0.0493}{4} \right) (1.8) = 34.36 \times 10^{-4} \frac{m^3}{s}$$

Donde:

$C_{int.}$: Caudal de agua que ingresa al intercambiador de calor $\left[\frac{m^3}{s} \right]$.

$A_{t.2pulg.}$: Área de sección transversal de tubería de 2 pulg $[m^2]$.

V_i : Velocidad de circulación de agua $\left[\frac{m}{s} \right]$

- **Temperaturas de foco caliente T_h y frío T_c**

$T_{hi} = T_{ho} = 94^{\circ}C$, es la temperatura del fluido caliente.

$T_{ci} = 17.5^{\circ}C$ es la temperatura de ingreso del fluido frío.

$T_{co} = 50^{\circ}C$ es la temperatura a la que sale el fluido frío.

Empleando la ecuación (3.23), se estima la temperatura de película para la obtención de datos sobre las propiedades del fluido frío (agua) que circula en el intercambiador.

$$T_f = \frac{T_{ci} + T_{co}}{2} = \frac{17.5 + 50}{2}$$

$$T_f = 33.75 \text{ } ^\circ\text{C} \rightarrow \begin{array}{l} \rho_{@33.75^\circ\text{C}} = 994.5 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \\ \mu_{@33.75^\circ\text{C}} = 7.395 \times 10^{-4} \frac{\text{kg}}{\text{m}\cdot\text{s}} \end{array} \quad \begin{array}{l} c_{p@33.75^\circ\text{C}} = 4.178 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}\cdot\text{K}} \\ k_{@33.75^\circ\text{C}} = 0.62 \frac{\text{W}}{\text{m}\cdot^\circ\text{C}} \end{array} \quad Pr_{@33.75^\circ\text{C}} = 4.98$$

Por lo que el flujo del fluido frío se lo calcula como el producto de la densidad y caudal de este.

$$\dot{m}_{agua} = (994.5)(34.36 \times 10^{-4}) = 3.41 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

- **Capacidades caloríficas**

La capacidad calorífica del fluido frío viene dada por la multiplicación del calor específico y el caudal de este.

$$C_c = (c_{p@33.75^\circ\text{C}})(\dot{m}_{agua}) = 14.27 \frac{\text{kW}}{^\circ\text{C}} \quad (3.31)$$

Donde:

C_c : Capacidad calorífica del fluido frío $\left[\frac{\text{kW}}{^\circ\text{C}} \right]$.

$c_{p@33.75^\circ\text{C}}$: Calor específico a temperatura de película $\left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}\cdot\text{K}} \right]$.

Capacidad calorífica mínima

La capacidad calorífica del vapor tiende a ser infinita ya que existe un cambio de fase, es decir $C_h = \infty$

Por lo tanto $C_{min} = C_c$

- **Parámetro Cr**

Ya que la capacidad del fluido caliente tiende al infinito, este parámetro será cero [6].

$$Cr = \frac{C_{min}}{C_{max}} \quad (3.32)$$

$$Cr = \frac{14.27}{\infty} = 0$$

Donde:

Cr : Relación entre capacidad mínima y máxima.

C_{min} : Capacidad calorífica mínima $\left[\frac{kW}{^{\circ}C}\right]$.

C_{max} : Capacidad calorífica máxima $\left[\frac{kW}{^{\circ}C}\right]$.

- **Calor real**

En este contexto, la tasa de transferencia de calor que se da en el intercambiador implica solamente la diferencia de temperaturas entre el ingreso y la salida del fluido frío.

$$Q_{real} = C_c(T_{co} - T_{ci}) \quad (3.33)$$

$$Q_{real} = 463.99 \text{ kW}$$

Donde Q_{real} es el calor real expresado en kW.

- **Calor máximo**

La tasa de transferencia máxima de calor, como sugiere la literatura, es el producto entre la capacidad calorífica mínima y la diferencia de temperatura existente entre el ingreso del fluido caliente y la temperatura de entrada del fluido frío.

$$Q_{max} = C_{min}(T_{hi} - T_{ci}) \quad (3.34)$$

$$Q_{max} = 1092.17 \text{ kW}$$

Donde Q_{max} es el calor máximo expresado en kW.

- **Eficiencia del intercambiador**

La eficiencia en un intercambiador es la razón entre la razón de transferencia de calor real y transferencia máxima, se emplea la ecuación (1.11).

$$\varepsilon = \frac{Q_{real}}{Q_{max}}$$

$$\varepsilon = 0.4248 = 42.48\%$$

La eficiencia de operación del intercambiador de calor en la sala máquinas es de 42.48%.

3.11.3.1. Incidencia de incrustaciones en la eficiencia

Al pasar del tiempo, la eficiencia con la que opera el intercambiador se verá afectada debido a incrustaciones ya sea en las superficies internas como externas de los tubos. De modo que, para determinar las consecuencias de dichas incrustaciones, el método de la efectividad NTU puede estimar la eficiencia en función del factor de incrustación, asumiendo $R_{fi} \approx R_{fo}$. Además, se debe tener en cuenta que un factor de incrustación significativo para el agua es de $0.0001 \text{ m}^2\text{C}/\text{W}$.

a. Área de transferencia de calor

La superficie de transferencia de calor para el intercambiador del estudio viene establecida por la ecuación (3.35).

$$A_s = 2N\pi Ld_e \quad (3.35)$$

$$A_s = 5.74 \text{ m}^2$$

Donde:

- A_s : Área de transferencia de calor [m^2].
- N : Número de Tubos por paso.
- L : Longitud de tubería por paso [m].

b. Número de unidades de transferencia (NTU)

Hace hincapié a un grupo adimensional que asocia el coeficiente global de transferencia, como la superficie de transferencia de calor y así también a la capacidad calorífica mínima [6], [15], [27].

$$NTU = \frac{UA_s}{C_{min}} \quad (3.36)$$

Donde:

NTU : Número de unidades de transferencia.

U : Coeficiente global de transferencia energética $\left[\frac{kW}{m^2K}\right]$.

$$E = \frac{\frac{2}{\varepsilon} - (1 + Cr)}{\sqrt{1 + Cr^2}} \quad (3.37)$$
$$E = 3.70$$

Donde E es un parámetro para cálculo de NTU para intercambiadores de calor que se constituyen de tubos y coraza.

De acuerdo con [6] la relación de NTU para intercambiadores de calor de tubos y coraza se expresa mediante la ecuación:

$$NTU = -(1 + Cr^2)^{-\frac{1}{2}} \ln\left(\frac{E - 1}{E + 1}\right) \quad (3.38)$$
$$NTU = 0.55$$

c. Coeficiente global de transferencia de calor

Para el cálculo de este factor se emplea la ecuación (3.36), de modo que $U = 1.37 \frac{kW}{m^2K}$.

En el estudio se asume que el espesor de los tubos es relativamente pequeño y la conductividad del material es alta, por lo que la resistencia tendría que ser despreciable, es decir $R_{tubos} = 0$. Asimismo, las áreas exterior e interior son similares, lo que quiere decir $A_e = A_i = A_s$. De este modo, la relación del coeficiente global de transferencia en función de los coeficientes de convección h_i y h_o , se define mediante la ecuación (3.39)[27].

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_o}} \quad (3.39)$$

Donde:

h_i : Coeficiente convectivo adentro del tubo $\left[\frac{W}{m^2K}\right]$.

h_o : Coeficiente convectivo afuera del tubo $\left[\frac{W}{m^2K}\right]$.

d. Coeficientes convectivos h_i y h_o

Los tubos del intercambiador de calor son de cobre. Las propiedades de un tubo de 1 in de diámetro nominal $\rightarrow d_i = 0.02527 \text{ m}$ y $d_e = 0.02858 \text{ m}$.

- Caudal en tubos del intercambiador $\left[\frac{\text{m}^3}{\text{s}}\right]$

Dado que el caudal de entrada al intercambiador de calor es $C_{int} = 34.36 \times 10^{-4} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$, se calcula el caudal que tendrá por cada uno de los tubos C_{tubos} en función de la ecuación (3.3).

$$C_{int} = C_{tubos}$$

$$34.36 \times 10^{-4} = A_{tubos} * v_{tubos} = 16 \left(\frac{\pi d_i^2}{4} \right) v_{c/tubo}$$

$$v_{c/tubo} = \frac{34.36 \times 10^{-4}}{4\pi d_i^2} = 0.4281 \text{ m/s}$$

Así el caudal por cada uno de los tubos viene dado en función de las ecuaciones (3.4) y (3.5):

$$C_{c/tubo} = v_{c/tubo} * \frac{\pi d_i^2}{4} = 2.14 \times 10^{-4} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

- Flujo másico en tubos $\left[\frac{\text{kg}}{\text{s}}\right]$

El flujo másico en cada uno de los tubos viene dado por el producto de caudal por cada orificio y la densidad del agua.

$$\dot{m}_{agua \ c/tubo} = C_{c/tubo} * \rho_{@33.75^\circ\text{C}} \quad (3.40)$$

$$\dot{m}_{agua \ c/tubo} = 0.213 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Donde:

$\dot{m}_{agua \ c/tubo}$: Flujo másico por cada tubo $\left[\frac{\text{kg}}{\text{s}}\right]$.

$\rho_{@33.75^\circ\text{C}}$: Densidad a la temperatura de película $\left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right]$.

- Reynolds

Reynolds se describe mediante la ecuación (3.41) [6].

$$Re_D = \frac{4\dot{m}_{agua\ c/tubo}}{\pi d_i \mu_{@33.75^\circ C}} \quad (3.41)$$

$$Re_D = 14551.5$$

- Nusselt

Para el cálculo del número de Nusselt se emplea la ecuación [6].

$$Nu_D = 0.023 Re_D^{\frac{4}{5}} P_{@33.75^\circ C}$$

$$Nu_D = 93.51$$

- Coeficiente h_i

Se aplica la ecuación (3.42) con el fin de determinar el coeficiente de convección.

$$h_i = \frac{k_{@33.5^\circ C}(Nu_D)}{d_i} \quad (3.42)$$

$$h_i = 2297.97 \frac{W}{m^2 K}$$

Donde $k_{@33.5^\circ C}$ es el coeficiente de conductividad térmica a la temperatura de película $\left[\frac{W}{m^\circ C}\right]$.

- Coeficiente h_o

De la ecuación (3.39) se determina el valor de h_o .

$$h_o = \frac{U h_i}{h_i - U}$$

$$h_o = 3418.29 \frac{W}{m^2 K}$$

e. Eficiencia en función de factor de incrustación

Para poder evaluar la eficiencia del intercambiador en función del factor de incrustación, se requiere encontrar los valores de los parámetros siguientes:

- Coeficiente global tomando en cuenta la resistencia debido a incrustaciones.

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + R_{fi} + \frac{1}{h_o} + R_{fo}} \quad (3.43)$$

Donde $R_{fi,o}$ es la resistencia térmica debido a incrustación $\left[\frac{m^2K}{W}\right]$.

- NTU

El área de transferencia de calor es constante, $A_s = 5.74 \text{ m}^2$. Por lo que NTU se calcula con la ecuación (3.36).

- Eficiencia

La eficiencia en función de NTU está descrita mediante la ecuación (3.44-a).

$$\varepsilon = 2 \left\{ 1 + Cr + (1 + Cr^2)^{\frac{1}{2}} * \frac{1 + \exp [-(NTU)(1 + Cr^2)^{\frac{1}{2}}]}{1 - \exp [-(NTU)(1 + Cr^2)^{\frac{1}{2}}]} \right\}^{-1} \quad (3.44-a)$$

Sin embargo, como se indicó anteriormente que $Cr = 0$, la ecuación queda establecida como:

$$\varepsilon = 2 \left[1 + \frac{1 + \exp (-NTU)}{1 - \exp (-NTU)} \right]^{-1} \quad (3.44-b)$$

La Tabla 3.15, mediante valores numéricos, muestra los efectos del incremento del factor de incrustación en la eficiencia del intercambiador de calor.

Tabla 3.15: Efectos del factor de incrustación sobre la eficiencia del intercambiador de calor en la sala de máquinas analizada.

R_f	U	NTU	ε
0	1374.17	0.553	0.42
0.2	1302.58	0.524	0.41
0.4	1238.07	0.498	0.39
0.6	1179.65	0.475	0.38

R_f	U	NTU	ε
0.8	1126.49	0.453	0.36
1	1077.92	0.434	0.35

En la Figura 3.14 se aprecia la reducción de la eficiencia conforme el factor de incrustación se acerca a $0.0001 \frac{m^2K}{W}$, es decir cuando se trata de un número considerable y riesgoso para la operación normal del intercambiador.

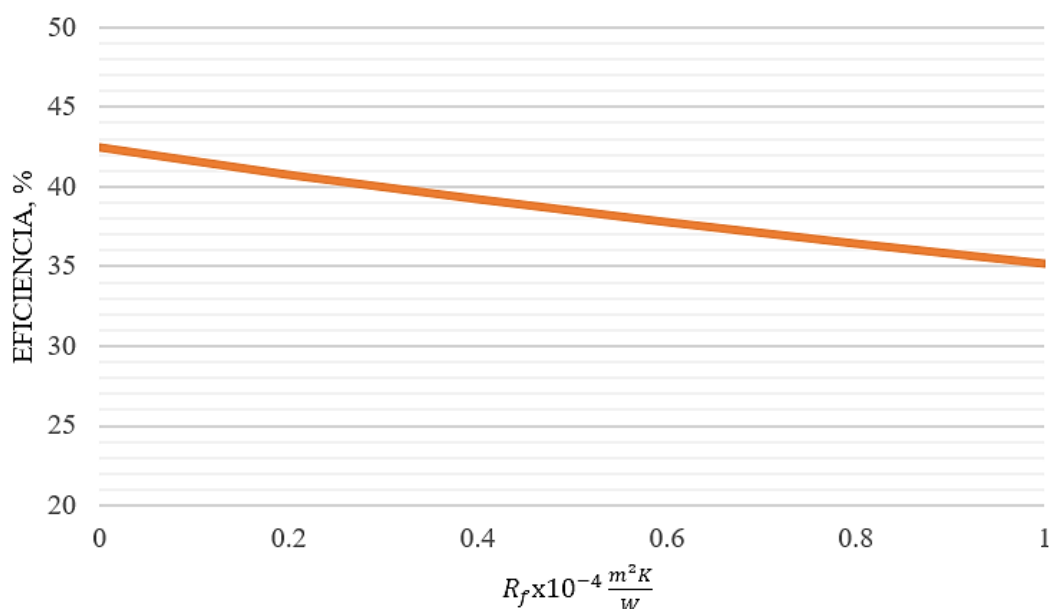


Figura 3.14: Efectos del factor de incrustación sobre la eficiencia del intercambiador de calor en la sala de máquinas analizada.

3.12. Flujo de masa de vapor

Otro de los parámetros a considerar en las pérdidas de energía en el sistema térmico de la sala de máquinas, es la cantidad de calor que se pierde debido al flujo del propio vapor proveniente de la caldera. Para ello, es conveniente determinar el valor de masa de vapor procedente de la máquina térmica.

La masa de combustible se calcula entre la densidad del mismo y el valor del volumen del tanque diario de consumo de diesel.

$$m_c = \rho_{Diesel \#2} * V_{TC} \quad (3.45)$$

$$m_c = 43100 * 0.567$$

$$m_c = 472.37 \text{ kg}$$

Donde:

m_c : Masa de combustible consumido durante operación [kg].

$\rho_{Diesel \#2}$: Densidad de Diesel #2 [kg/m³].

V_{TC} : Volumen de tanque de combustible consumido a diario [m³].

En tanto que el flujo másico de combustible, se estima en función de las horas de funcionamiento de la caldera (aproximadamente 8.53 horas por día).

$$\dot{m}_c = \frac{m_c}{t} \quad (3.46)$$

$$\dot{m}_c = \frac{393.64}{8.53}$$

$$\dot{m}_c = 55.38 \frac{\text{kg}}{\text{h}} = 0.01538 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Donde:

\dot{m}_c : Flujo de masa de combustible [kg/h, kg/s].

t : Tiempo de funcionamiento de caldera [horas].

La masa de vapor, viene determinada por la ecuación (1.9). La eficiencia de operación de la caldera es de 0.8467 (calculado previamente).

$$\dot{m}_v = \frac{\dot{m}_c * PCI * n_{gv}}{h_g - h_l}$$

$$\dot{m}_v = \frac{55.38 * 43100 * 0.8467}{2764.86 - 73.78}$$

$$\dot{m}_v = 750.95 \frac{\text{kg}}{\text{h}} = 0.21 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

3.13. Flujo de masa de condensado producido

La corriente de masa de condensado se lo computa teniendo en consideración las pérdidas en la distribución de vapor, es decir $Q_{distribución} = 5.81 \text{ kW}$.

$$Q_{distribución} = \dot{m}_{condensado} * c_{p@Tf} * (T_{sat} - T_{\infty})$$

Donde:

$Q_{distribución}$: Pérdidas en distribución de vapor [kW].

$\dot{m}_{condensado}$: Flujo de masa de condensado producido [kg/s]

$c_{p@Tf}$: Calor específico a temperatura de película $\left[\frac{kJ}{kg.K}\right]$

T_{sat} : Temperatura de saturación del vapor [°C]

Empleando la ecuación(3.23), se encuentra que $T_f \approx 95^{\circ}C \rightarrow c_p = 4.212 \frac{kJ}{kg.K}$

$$\dot{m}_{condensado} = \frac{5.81}{4.212(166.94 - 25)}$$

$$\dot{m}_{condensado} = 0.00971 \frac{kg}{s} = 34.96 \frac{kg}{h}$$

3.14. Consumo Específico

Conviene definirlo como el coeficiente que implica la suma de energía total utilizada de un recurso (i.e. insumo, agua, gas natural, diesel, entre otros) y la capacidad de producción. Esta capacidad, se puntualiza entre el número totalitario del producto logrado en lo que respecta a un lapso determinado [29].

$$C_{esp} = \frac{PCI * n_{gv}}{h_g - h_l} \quad (3.47)$$

$$C_{esp} = \frac{43100 * 0.8764}{2764.85 - 73.78}$$

$$C_{esp} = 13.56 \frac{kg_v}{kg_c}$$

Donde:

C_{esp} : Consumo específico que se da lugar en la sala de máquinas [kg_v/kg_c]

PCI : Poder calorífico interior de Diesel #2 [kJ/kg]

n_{gv} : Eficiencia de caldera empleada

h_g : Entalpía de vapor generado [kJ/kg]

h_l : Entalpía de fluido de alimentación [kJ/kg]

3.15. Costo de Generación de Vapor

Según información de PetroEcuador, el precio para el combustible Diesel No.2 de uso industrial y establecido hasta el 11 de abril de 2022, es de \$ 3.33 por galón. En función de ello, se procedió con las estimaciones en lo referente a los costos involucrados en la generación de vapor en el sistema térmico de la sala de máquinas del hospital.

3.15.1. Estimación de precio por unidad de masa

En primera instancia, se describe cuantos kg posee un galón de Diesel #2 a través de la densidad del mismo.

$$\rho_{diesel\ #2} = 832 \frac{kg}{m^3} * \frac{1 m^3}{1000 l} * \frac{3785 l}{1 Gal}$$

$$\rho_{diesel\ #2} = 3.15 \frac{kg}{Gal}$$

El precio de la unidad de masa de combustible P_{umc} :

$$P_{umc} = 3.32 \frac{USD}{Gal} * \frac{1 Gal}{3.15 kg}$$

$$P_{umc} = 1.06 \frac{USD}{kg}$$

Para la determinación del precio de masa de vapor, se multiplica el precio por unidad de masa de Diesel #2 y el Consumo Específico.

$$13.56 \frac{kg_v}{kg_c} * \frac{1 kg_c}{1.05 USD} = 12.82 \frac{kg_v}{USD}$$

En tanto que, el costo por unidad de masa de vapor corresponde:

$$\frac{1}{13.37 \frac{kg_v}{USD}} = 0.0779 \frac{USD}{kg_v}$$

En la estimación del costo que implica el killo Jule, una relación entre la entalpía del vapor de generación se considera.

$$\frac{0.0779 \frac{USD}{kg_v}}{2764.86 \frac{kJ}{kg_v}} = 2.82 \times 10^{-5} \frac{USD}{kJ}$$

3.16. Costos asociados a las pérdidas de Calor

Las pérdidas económicas se verán reflejadas al tomar en cuenta el costo de cada kJ y las pérdidas de calor en cada una de las zonas de estudio.

$$Costos P. = Q_{anuales} * 2.82 \times 10^{-5} \frac{USD}{kJ} \quad (3.48)$$

Donde:

Costos P.: Costos de pérdidas de calor en cada zona del estudio $\left[\frac{USD}{Año} \right]$.

Q_{anuales}: Pérdidas anuales en cada una de las zonas del estudio $\left[\frac{kJ}{año} \right]$.

3.16.1. Pérdidas en generación de vapor

En la Tabla 3.16 se muestran los costos debido a pérdidas que se presentan de forma anual en cada una de las zonas que se consideraron en el estudio.

Tabla 3.16: Pérdidas anuales que se dan lugar en el generador de vapor.

Descripción	Valor [USD/año]
Superficie Lateral	3894.74
Parte Frontal	532.01
Parte Trasera	2534.17
Otras Pérdidas No Consideradas	348.04
TOTAL	7308.97

3.16.2. Pérdidas en distribución de vapor

En la Tabla 3.17 se muestran los costos debido a pérdidas que se presentan de forma anual en cada una de las zonas en el sistema de distribución que se consideraron en el estudio.

Tabla 3.17: Pérdidas anuales que se dan lugar en la distribución de vapor.

Descripción	Valor [USD/año]
Tubería sin aislante	371.44
Tubería con aislante	1331.83
Superficie lateral de manifold	762.02
Extremos de manifold	117.77
Otras pérdidas, no consideradas	129.15
TOTAL	2712.21

3.16.3. Pérdidas económicas totales

$$\sum \text{Pérdidas por zona de estudio} = 10021.19 \frac{\text{USD}}{\text{año}}$$

ETAPA IV: PLANTEAMIENTO Y ANÁLISIS DE PROPUESTAS DE MEJORA EN TORNO A PÉRDIDAS ENERGÉTICAS

3.17. Propuestas de mejora

Para el mejoramiento en el rendimiento del sistema de estudio, se contemplan:

- Limpieza de conductos de caldera.
- Sustitución de aislantes en áreas específicas.
- Implementación de chaquetas aislantes en accesorios.
- Limpieza, pulimento y aplicación de pintura en superficies afectadas.
- Limpieza del intercambiador de calor.

En la Tabla 3.18 se indica las propuestas de mejoras a través de una matriz AMFE, de modo que se establecen de manera más detallada las acciones correctoras y valoraciones cuantitativas de estas, con el fin de elevar el porcentaje de eficiencia.

Tabla 3.18: Matriz AMFE de acuerdo con el Sistema térmico de la sala de máquinas del Hospital General Ambato

ANÁLISIS MODAL DE FALLOS Y EFECTOS (AMFE)										Hoja	Rev . No.	Fecha:				
DE DISEÑO				DE MANTENIMIENTO				X	01 de 01							
Entidad	Hospital General Ambato IESS				Locali ón	Ambato				Realizado por:	Jairo Salazar					
Tipo de instalaci ón	Institucional				Área	Sala de Máquinas				Fecha:	26/04/2022					
Ámbito	Servicios de la salud				Sistema	Generación de vapor				Revisado por:	Ing. Mg. Jorge López					
Compon ente	Función	Fallos Potenciales			Estado Actual				Acción correctora	Respons able	Situación de Mejora					
		Modos de fallo	Efectos	Causas del modo de fallo	Medidas de control prevista s	D	G	F			IP R	Acción implementad a	D	G	F	IPR
Hogar de Caldera	Dar lugar al proceso de combustión de Diesel #2	Inhibición de transferencia de calor	Pérdida de eficiencia en caldera	Acumulaci ón de hollín producto de combustión de elementos específicos	Limpiez a del tubo hogar de la caldera una vez por año	2	6	8	96	Limpieza del tubo hogar de manera trimestral	Personal Manteni miento	Mtto. Preventivo	2	3	3	18

Tapa trasera de Caldera	Evitar que el calor generado se disipe por la parte posterior de la máquina térmica	Pérdida de calor	Pérdida de eficiencia en generación de vapor	Degradación de material aislante de fábrica	Ninguna	2	7	7	98	Sustitución de aislante de puerta trasera	Personal de Mantenimiento	Mtto. Correctivo	2	3	4	24
Superficie de Caldera	Cubrir los componentes internos de la caldera	Pérdida de calor debido a radiación	Pérdida de eficiencia en generación de vapor	Deterioro del recubrimiento de pintura en algunas zonas de la superficie de la caldera	Ninguna	2	5	6	60	Aplicación de pintura en la cubierta	Personal de Mantenimiento	Mtto. Correctivo	2	4	4	32
Válvulas	Permitir el paso del fluido en los conductos de tubería de salida de vapor	Pérdida de calor	Pérdida de eficiencia en distribución de vapor	Características propias del material del accesorio	Ninguna	2	6	6	72	Implementación de chaquetas aislantes removibles	Personal de Mantenimiento	Mtto. Correctivo	2	3	3	18
Aislante de Tubería	Aislar el vapor generado del ambiente	Pérdida de calor	Pérdida de eficiencia en distribución de vapor	No aplicación de espesores sugeridos por fabricantes de material aislante	Ninguna	2	5	5	50	Sustitución de aislante de acuerdo con sugerencias de fabricantes	Personal de Mantenimiento	Mtto. Correctivo	2	3	3	18

Manifold de Distribución	Distribuir el vapor generado en la caldera hacia las zonas de uso requerido	Pérdida de calor debido a radiación	Pérdida de eficiencia en distribución de vapor	Deterioro del exterior del elemento debido a fenómenos como oxidación y corrosión	Ninguna	2	5	5	50	Pulimento de la superficie afectada	Personal de Mantenimiento	Mtto. Preventivo	2	3	3	18	
Intercambiador de Calor	Transferir calor continuamente desde un fluido caliente (vapor) hacia uno frío (agua)	Pérdida de Eficiencia	Pérdida de Eficiencia en el intercambiador	Presencia de incrustaciones en los conductos de los fluidos frío y caliente	Ninguna	2	6	6	72	Limpieza de los conductos de manera trimestral	Personal de Mantenimiento	Mtto. Preventivo	2	4	3	24	
									498								152

3.18. Recálculo con mejoras implementadas

Para evaluar la mejora de la eficiencia en la generación y distribución de vapor con implementación de las sugerencias propuestas, es necesario estimar los nuevos parámetros recalculados en función de dichas mejoras.

3.18.1. Temperaturas superficiales en zonas de mejora sugeridas

Para cuantificar las mejoras es necesario conocer las temperaturas a las que se hallarían las zonas en donde se sugiere mejoras en el rendimiento térmico de la sala de máquinas investigada.

3.18.1.1. Temperatura en tapa trasera de caldera

a. Resistencias térmicas

Para estimar la temperatura que se obtendrá al hacerse el cambio de aislante en el componente, se calcula las resistencias térmicas de conducción del caso base y recalculado respectivamente.

- Resistencia en circunstancias actuales

En la resistencia térmica original se considera los espesores de cubierta de acero y el aislamiento (mineral wool) instalados actualmente en el generador de vapor (Ver Figura 3.15). Además, la resistencia puede se considera como un caso de pared de plana [27].

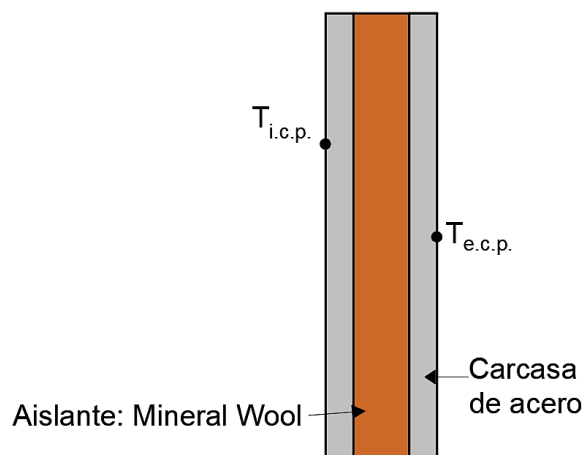


Figura 3.15: Configuración de puerta trasera de caldera (vista lateral).

$$R_{P.i.} = R_{int.P.} + R_{aisl.P.} + R_{ext.P.} \quad (3.49-a)$$

$$R_{P.i} = \frac{e_{rec.i.}}{k_{acero} * A_P} + \frac{e_{aisl.P.}}{k_{aisl.P.} * A_P} + \frac{e_{rec.e.}}{k_{acero} * A_P} \quad (3.49-b)$$

Donde:

$R_{P.i.}$: Resistencia de la puerta posterior instalada $\left[\frac{^{\circ}C}{W}\right]$.

$R_{int.P.}$: Resistencia interior de puerta $\left[\frac{^{\circ}C}{W}\right]$.

$R_{aisl.P.}$: Resistencia de aislante $\left[\frac{^{\circ}C}{W}\right]$.

$R_{ext.P.}$: Resistencia exterior la Puerta $\left[\frac{^{\circ}C}{W}\right]$.

$e_{rec.i.}$: Espesor de recubrimiento interior [m].

$e_{aisl.P.}$: Espesor de aislante instalado en la puerta [m].

$e_{rec.e.}$: Espesor de recubrimiento exterior [m].

A_P : Área de transferencia de calor en la puerta [m²].

k_{acero} : Coeficiente de conductividad de las cubiertas internas y externas (acero) $\left[\frac{W}{m^{\circ}C}\right]$.

$k_{aisl.P.}$: Coeficiente de conductividad de aislante de la puerta $\left[\frac{W}{m^{\circ}C}\right]$.

- Resistencia recalculada

La resistencia térmica recalculada implica que el material aislante sugerido posee un coeficiente de conductividad térmica más bajo, en comparación al instalado, por lo que este influye en la transferencia de calor convenientemente hacia el medio que rodea a la cubierta trasera de la caldera.

$$R_{P.rec.} = R_{int.P.} + R_{aisl.P.sug.} + R_{ext.P.} \quad (3.50-a)$$

$$R_{P.rec} = R_{int.P.} + \frac{e_{aisl.P.}}{k_{aisl.P.sug.} * A_P} + R_{ext.P.} \quad (3.50-b)$$

Donde:

$R_{P.rec.}$: Resistencia recalculada de la puerta $\left[\frac{^{\circ}C}{W}\right]$.

$R_{aisl.P.sug.}$: Resistencia de aislante sugerido $\left[\frac{^{\circ}C}{W}\right]$.

$k_{aisl.P.sug.}$: Coeficiente de conductividad térmica de aislante sugerido $\left[\frac{W}{m^{\circ}C}\right]$.

- Resistencias de Conducción Evaluadas

Los parámetros y propiedades requeridos para el cálculo de las resistencias térmicas se enuncian en la Tabla 3.19.

Tabla 3.19: Parámetros y propiedades para el cálculo de resistencias térmicas debido a conducción.

Descripción	Valor	Unidad
Espesor de recubrimiento interior y exterior ($e_{rec.i.}$ y $e_{rec.e.}$)	0.041	m
Espesor de aislante instalado en la puerta ($e_{aisl.P.}$)	0.125	m
Área de transferencia de calor en la puerta (A_p)	1.936	m ²
Coeficiente de conductividad de acero (k_{acero})	49.57	W/m ^{°C}
Coeficiente de conductividad térmica de aislante ($k_{aisl.P.}$)	0.130	W/m ^{°C}
Coeficiente de conductividad térmica de aislante sugerido ($k_{aisl.P.sug.}$)	0.105	W/m ^{°C}

En la Tabla 3.20 se indica los resultados sobre las resistencias térmicas instalada y recalculada.

Tabla 3.20: Resistencias Térmicas Instalada y Recalculada.

Resistencias Térmicas	Valor [°C/W]
Interior de puerta ($R_{int.P.}$)	4.35×10^{-4}
Aislante ($R_{aisl.P.}$)	0.498

Resistencias Térmicas	Valor [$^{\circ}\text{C}/\text{W}$]
Exterior la puerta ($R_{ext.P.}$)	4.35×10^{-4}
Puerta instalada ($R_{P.i.}$)	0.499
Aislante sugerido ($R_{aisl.P.sug.}$)	0.617
Puerta recalculada ($R_{P.rec}$)	0.618

Se evidencia que $R_{P.rec} > R_{P.i.}$, lo que significa que el flujo de calor perdido hacia el ambiente será menor cuando se haya sustituido el aislante actual por uno con mejor características térmicas (fibra cerámica), y en consecuencia la temperatura en la superficie también se verá disminuida.

b. Calor estimado

Para la estimación de la temperatura a la que estará la tapa en su superficie externa, cuando se haya sustituido el material instalado (mineral wool) por fibra cerámica, se toma en cuenta un flujo de calor estimado definida por la ecuación de desplazamiento de calor en torno a una pared plana.

$$Q_{estimado P.} = \frac{T_{i.c.p.} - T_{e.c.p.}}{R_{estimada}} \quad (3.51)$$

Donde:

$Q_{estimado P.}$: Calor estimado en puerta posterior de caldero [kW].

$T_{i.c.p.}$: Temperatura interior de la caldera en su parte posterior [$^{\circ}\text{C}$].

$T_{e.c.p.}$: Temperatura exterior de la caldera en su parte posterior [$^{\circ}\text{C}$].

$R_{estimada}$: Resistencia térmica estimada [$^{\circ}\frac{\text{C}}{\text{W}}$].

Se prevee de un coeficiente de conductividad aproximado.

$$k_{estimado} = \frac{0.105 + 0.130}{2} = 0.117 \text{ W/m}^\circ\text{C}$$

La resistencia estimada queda establecida en función de las resistencias internas [ecuación (3.50-a)], externas y del aislamiento en la puerta.

$$R_{estimada} = R_{int.P.} + \frac{e_{aisl.P.}}{k_{estimado} * A_P} + R_{ext.P.}$$

$$R_{estimada} = 4.35 \times 10^{-4} + \frac{0.125}{0.117 * 1.936} + 4.35 \times 10^{-4} = 0.552 \text{ }^\circ\text{C/W}$$

Así que el flujo de calor para el computo de la temperatura a la que se encontrará la puerta posterior de la caldera se estima en función de los parámetros mencionados anteriormente.

$$Q_{estimado P.} = \frac{T_{i.c.} - T_{e.c.}}{R_{estimada}}$$

$$Q_{estimado P.} = \frac{707.5 - 176}{0.552}$$

$$Q_{estimado P.} = 962.67 \text{ kW}$$

c. Temperatura estimada en la superficie de la puerta trasera de la caldera

La temperatura en la superficie de la puerta posterior del generador de vapor, se verá disminuida si se opta la propuesta de mejora. Así, la temperatura a la que se hallará la tapa posterior se lo precisa de acuerdo con la ecuación de flujo de calor para paredes planas.

$$T_{e.c.p.estimada} = T_{i.c.p} - Q_{estimado P.}(R_{P.rec.}) \quad (3.52)$$

$$T_{e.c.p.estimada} = 707.5 - 962.67(0.105)$$

$$T_{e.c.p.estimada} = 112.82 \text{ }^\circ\text{C}$$

Donde:

$T_{i.c.p.}$: Temperatura interior de la caldera en su parte posterior [$^\circ\text{C}$].

$T_{e.c.p.estimada}$: Temperatura exterior estimada de la caldera en su parte posterior [$^\circ\text{C}$].

3.18.1.2. Temperatura superficial en la línea de tubería de vapor

Para la estimación de la temperatura a la que se hallará la línea de tubería entre los calderos y el manifold de distribución (Figura 3.16), en tanto se opte por la recomendación de fabricantes de aislante, será requerido un calor aproximado a transmitirse.

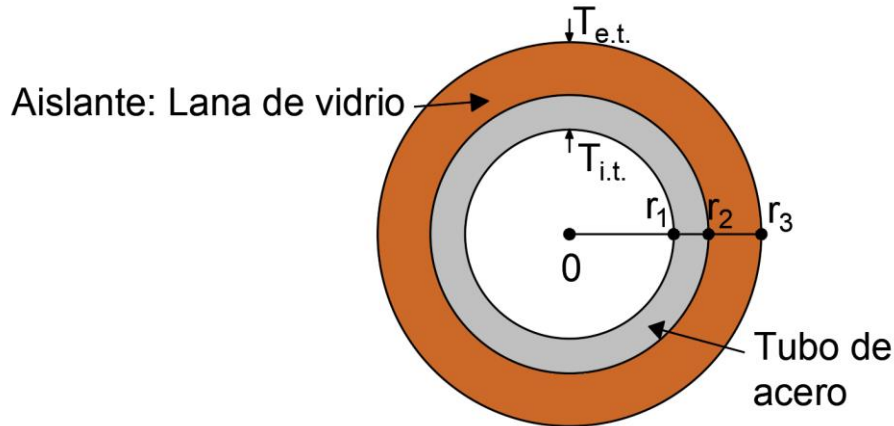


Figura 3.16: Configuración de línea de tubería entre caldero y manifold.

a. Calor Estimado

De manera similar, se determina un calor estimado debido a conducción y que ha de transferirse entre los espesores del propio tubo y el aislante.

La línea de tubería de vapor saliente de los generadores de vapor hacia el distribuidor posee aislamiento con espesores no de acuerdo con lo que sugieren los fabricantes de estos materiales. Sin embargo, este aislante (fibra de vidrio) y el propio material de las tuberías de cédula 80 (acero) poseen características térmicas por naturaleza, siendo razón para considerarlas como resistencias debido a conducción.

$$R_t = R_{t.a.} + R_{aisl.t.} \quad (3.53-a)$$

$$R_t = \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2\pi L_t k_{acero}} + \frac{\ln\left(\frac{r_3}{r_2}\right)}{2\pi L_t k_{aisl.t.}} \quad (3.53-b)$$

$$R_t = \frac{\ln\left(\frac{0.1143}{0.0972}\right)}{2\pi(15.85)(49.73)} + \frac{\ln\left(\frac{0.1742}{0.1143}\right)}{2\pi(15.85)(0.05)} = 0.085 \text{ } ^\circ\text{C/W}$$

Donde:

- R_t : Resistencia de tubería $\left[\frac{^{\circ}C}{W}\right]$.
- $R_{t.a.}$: Resistencia del acero de la tubería $\left[\frac{^{\circ}C}{W}\right]$.
- $R_{aisl.t.}$: Resistencia del aislante de la tubería $\left[\frac{^{\circ}C}{W}\right]$.
- r_1 : Radio interno de tubería de acero $[m]$.
- r_2 : Radio externo de tubería de acero / radio interno de aislante $[m]$.
- r_3 : Radio externo de aislante $[m]$.
- L_t : Longitud de tubería y aislante $[m]$.
- k_{acero} : Coeficiente de conductividad térmica del acero a $T_{k_{acero}} \approx 166.2^{\circ}C$
 $\left[\frac{W}{m^{\circ}C}\right]$.
- $k_{aisl.t.}$: Coeficiente de conductividad térmica del aislante de tubería $T_{k_{aisl.t.}} \approx$
 $\frac{166.2+85}{2} \approx 125.6^{\circ}C \left[\frac{W}{m^{\circ}C}\right]$.

En tanto que el calor quedará en función de la ecuación (3.51), es decir de flujo de calor en conducción. Por lo tanto la expresión para cálculo en cilindros queda:

$$Q_{estimado T.} = \frac{T_{i.t.} - T_{e.t.}}{R_t} \quad (3.54)$$

$$Q_{estimado T.} = \frac{166.93 - 85}{0.085} = 0.967 \text{ kW}$$

Donde:

- $Q_{estimado T.}$: Calor estimado de flujo transferido hacia los espesores del tubo $[kW]$.
- $T_{i.t.}$: Temperatura en superficie interna de tubería $[^{\circ}C]$.
- $T_{e.t.}$: Temperatura en superficie externa de tubería $[^{\circ}C]$.

b. Temperatura estimada en la superficie de línea de tubería

La temperatura sobre la superficie se verá disminuida si se opta por la sugerencia de espesores de fabricantes de aislantes (de 1.18 a 2 pulg) y recubrimiento de los accesorios con chaquetas aislantes removibles en las líneas de distribución de vapor.

Aplicando la ecuación (3.53-b), se define hace el recálculo de la resistencia térmica en la tubería tomando en cuenta las sugerencias mencionadas.

$$R_{t.recalculada} = \frac{\ln\left(\frac{0.1143}{0.0972}\right)}{2\pi(16.85)(49.73)} + \frac{\ln\left(\frac{0.2159}{0.1143}\right)}{2\pi(16.85)(0.05)} = 0.120 \text{ } ^\circ\text{C}/\text{W}$$

De modo que la temperatura aproximada a la que se hallará la superficie de tubería y accesorios aislados ($T_{e.t.estimada}$), se la estima empleando la ecuación para flujo de calor debido a conducción en cilindros [ecuación (3.54)].

$$T_{e.t.estimada} = T_{i.t.} - Q_{estimado} T.(R_{t.recalculada})$$

$$T_{e.t.estimada} = 166.93 - 0.967(0.120)$$

$$T_{e.t.estimada} = 50.61 \text{ } ^\circ\text{C}$$

3.18.2. Recálculo de pérdidas en generación y distribución de vapor

3.18.2.1. Pérdidas en generación de vapor

En la Tabla 3.21 se indica los resultados luego de haber recalculado las pérdidas en el en el caldero, es decir cuando se opte por las mejoras sugeridas para el sistema en cuestión.

Tabla 3.21: Recálculo de pérdidas considerando mejoras para la eficiencia del sistema de generación.

Descripción	Tipo de Transferencia	Valor [kW]	Pérdida por Zona [kW]
Superficie Lateral	Convección	3.45	8.17
	Radiación	4.71	
Parte Frontal	Convección	0.48	1.12
	Radiación	0.63	
Parte Trasera	Convección	1.10	2.77
	Radiación	1.68	
Subtotal		12.06	12.06
Otras pérdidas, no consideradas		0.60	0.60
TOTAL			24.71

En tanto que, en la Figura 3.17 se señala cuánto podría incrementar la eficiencia del sistema de vapor si se opta por la implementación de las mejoras sugeridas. Asimismo, cabe resaltar que el calor útil incrementará alrededor un 0.57% (de 84.67% a 85.24%) en comparación con los previos cálculos obtenidos de las circunstancias en las que se halla funcionando de manera vigente el caldero de la casa de máquinas del hospital.

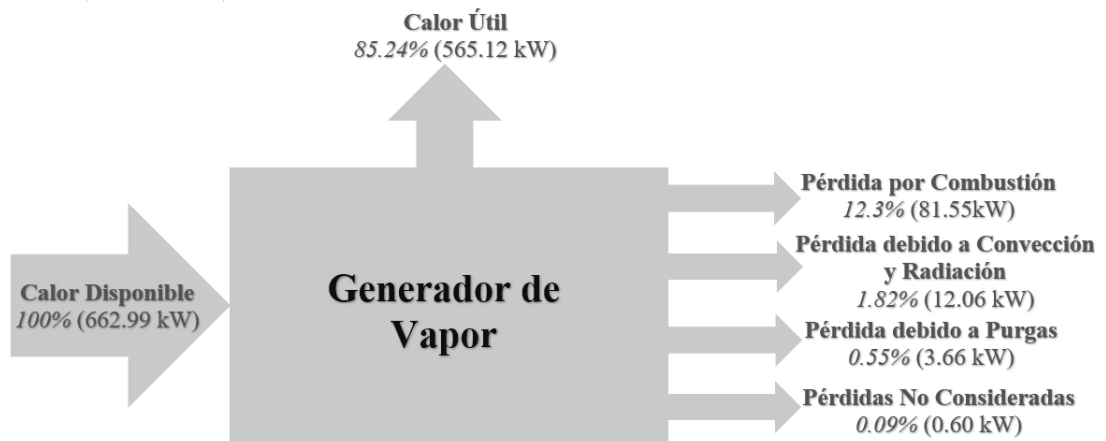


Figura 3.17: Diagrama de eficiencia que considera las mejoras sugeridas para el sistema de generación de vapor en la entidad.

3.18.2.2. Pérdidas en distribución de vapor

En la Tabla 3.22 se indica los resultados después de haber hecho un recálculo sobre las pérdidas en la distribución de vapor, es decir cuando se haya adoptado las mejoras sugeridas para el sistema en cuestión.

Tabla 3.22: Recálculo de pérdidas tomando en cuenta las mejoras para la eficiencia del sistema de generación.

Descripción		Tipo de Transferencia	Valor [kW]	Pérdida por Zona [kW]
Tubería y Accesorios Aislados		Convección	1.27	1.34
		Radiación	0.07	
Manifold	Superficie Lateral	Convección	0.73	1.27
		Radiación	0.55	
	Extremos	Convección	0.11	0.19
		Radiación	0.09	
Subtotal			2.80	2.80

Descripción	Tipo de Transferencia	Valor [kW]	Pérdida por Zona [kW]
Otras pérdidas, no consideradas		0.14	0.14
TOTAL			5.75

La Figura 3.18 señala cuánto podría incrementar la eficiencia del sistema de vapor si se opta por la implementación de las mejoras sugeridas. Asimismo, cabe resaltar que el calor aprovechado se incrementará en un 1.04% (de 83.75 a 84.79 %) en comparación con los previos cálculos recabados de las circunstancias en las que se halla operando el sistema de distribución en el lugar de estudio.

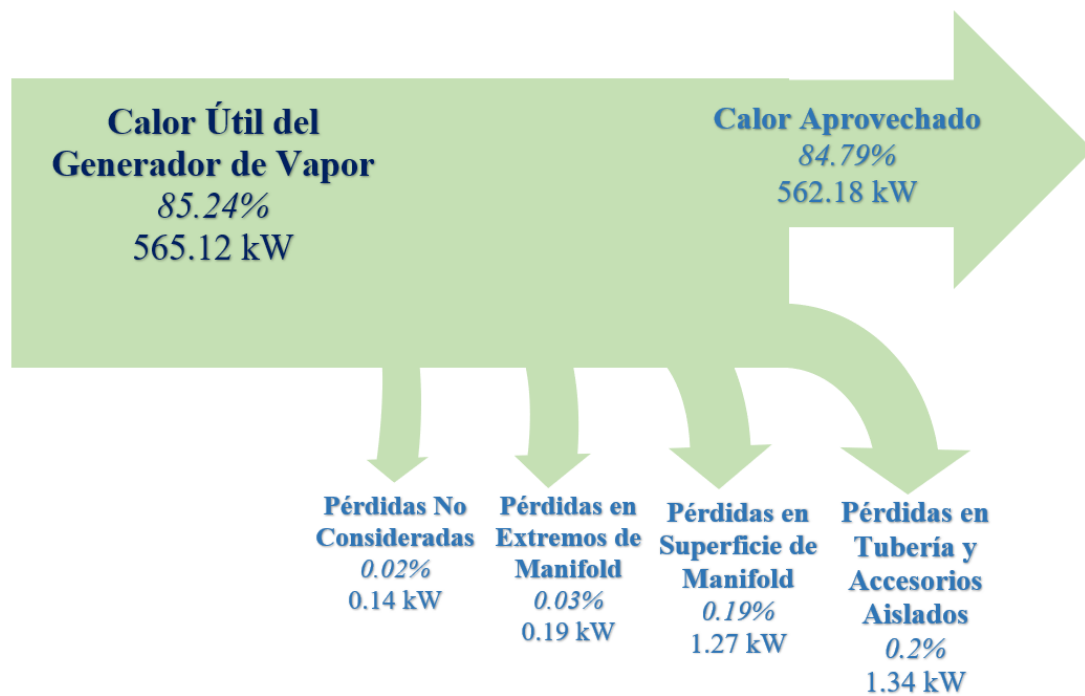


Figura 3.18: Diagrama de Sankey que toma en consideración las mejoras sugeridas para el sistema de distribución.

3.18.2.3. Recálculo de costos debido a pérdidas

Se hizo el recálculo financiero tomando en cuenta las consideraciones pertinentes.

a. Recálculo sobre pérdidas en generación de vapor

En la Tabla 3.23 se indica los resultados sobre el recálculo en generación de vapor.

Tabla 3.23: Recálculo sobre pérdidas en generación de vapor

Descripción	Valor [USD/año]
Superficie Lateral	3608.28
Parte Frontal	493.51
Parte Trasera	1225.18
Otras Pérdidas No Consideradas	266.35
TOTAL	5593.31

b. Recálculo sobre pérdidas en distribución de vapor

La Tabla 3.24 indica cuáles son los nuevos valores financieros en las zonas de la distribución de vapor.

Tabla 3.24: Recálculo sobre pérdidas en distribución de vapor

Descripción	Valor [USD/año]
Tubería y accesorios aislados	590.09
Superficie lateral de manifold	562.91
Extremos de manifold	85.70
Otras pérdidas, no consideradas	61.93
TOTAL	1300.63

c. Pérdidas económicas totales

$$\sum \text{Recálculo de costos por zona de estudio} = 6893.94 \frac{\text{USD}}{\text{año}}$$

3.19. Cálculos adicionales

En el contexto del presente estudio, también fue posible hacer uso de un software libre ‘Retscreen Expert’ el cual posee diversas herramientas para evaluación de recursos energéticos y demás tópicos relacionados.

3.19.1. Parámetros de estudio

3.19.1.1. Ubicación e Instalación

El programa posibilita la entrada de datos de ubicación con imágenes satelitales como se muestra en la Figura 3.19.



Figura 3.19: Ubicación del proyecto de estudio.

Asimismo, se despliega información acerca de las condiciones meteorológicas del lugar de instalación mediante tablas y un histograma en el año de estudio (Ver Figura 3.20).

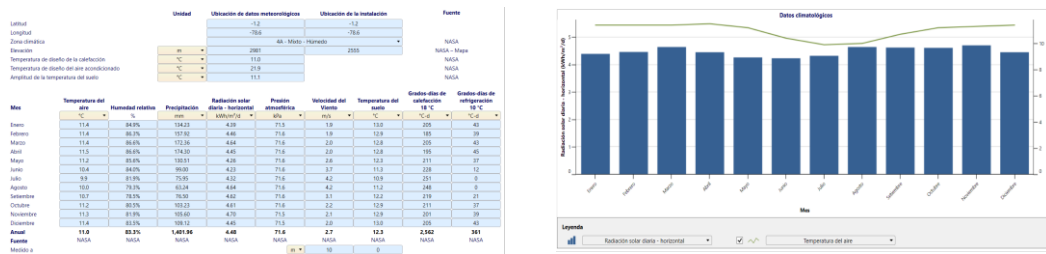


Figura 3.20: Información meteorológica e histograma de este.

En lo que respecta a la información de la instalación se despliegan celdas para el llenado de las mismas, de modo que se establezcan los datos necesarios para el estudio (Ver Figura 3.21).

RETScreen - Instalación

Información de la instalación

Tipo de instalación	Medida individual
Tipo	Caldera
Descripción	Caldera de Sala de Máquinas del Hospital General Ambato IESS
Preparado para	Personal de Mantenimiento del Hospital General Ambato
Preparado por	Jairo Salazar
Nombre de la instalación	Sala de Máquinas del Hospital General Ambato
Dirección	Av. Rodrigo Pachano y Eduardo Mera
Ciudad/Municipalidad	Ambato
Provin./Estado	Tungurahua
País	Ecuador

Figura 3.21: Datos de instalación para realización del estudio.

3.19.1.2. Demanda de Energía

Para este parámetro se contemplan los combustibles a emplearse, el equipo de calentamiento y su uso final.

- **Combustibles**

Retscreen Expert posee una biblioteca diversa en lo que compete a los combustibles que más se emplean para calentamiento o aprovechamiento de calor. Para el estudio, se toma en consideración el petróleo #2 (diésel #2) ya que es hidrocarburo que se utiliza en la sala de máquinas de la edificación. La Figura 3.22 muestra las propiedades del mencionado combustible de acuerdo con la biblioteca del software. Cabe mencionar, una vez se ingresa el valor correspondiente del precio de diésel o cualquier combustible, se mostrará el precio del mismo en función de los kWh térmicos.

Combustibles

Tipo de combustible	Petróleo Diesel (#2) - gal
Precio del combustible - unidad	\$/gal
Precio del combustible	3.33
⤴ Poder calorífico y precio del combustible	
Poder calorífico - unidad	MJ/kg
Poder calorífico	42.7
Precio del combustible - unidad	\$/kWh
Precio del combustible	0.09

Figura 3.22: Propiedades de Diesel #2.

- **Equipos de calentamiento**

Este parámetro viene determinado por el equipo que se considera necesario para el estudio. En el contexto de la investigación, una caldera de 125 BHP instalada en la sala de máquinas analizada es la indicada.

El programa hace una comparación entre un caso base y uno propuesto. En la Figura 3.23, se muestran los detalles que se tomaron en cuenta para la evaluación. Cabe acotar que, para la eficiencia, el software no diferencia entre la generación y la distribución, pues se opta por una cantidad global. En este marco, la eficiencia del caso base es de 83.75% (valor calculado anteriormente); en tanto que para el caso propuesto la eficiencia es de 84.79% (valor recalculado previamente). Asimismo, se toma en consideración la inversión inicial, que es aproximadamente 4896 \$ (cantidad estimada previamente).

-Sistema de producción de calor

Descripción <input style="width: 90%;" type="text" value="Caldera Nro 3 - 125 BHP"/> Nota <input style="width: 90%;" type="text"/>	<div style="border: 1px solid black; padding: 5px; text-align: center;"> Aprendizaje en línea </div>
---	---

-Sistema de producción de calor

		Caso base	Caso propuesto
Tipo de combustible		Petróleo Diesel (#2) - gal	Petróleo Diesel (#2) - gal
Precio del combustible	\$/gal	3.33	3.33
<input type="checkbox"/> Equipo de calefacción			
Eficiencia estacional	%	83.75%	84.79%
Costos iniciales incrementales	\$		4,896
Ahorros incrementales O y M	\$		

Figura 3.23: Parámetros de caldera de la entidad.

- **Uso Final**

El uso final correspondiente es vapor de proceso, y en consecuencia se toma en cuenta diversas propiedades mostradas en la Figura 3.24. De mismo modo, se contemplan dos escenarios (caso base y caso propuesto) para la comparación correspondiente en energía ahorrada. En el caso base, de acuerdo con los cálculos previos se estimó que el vapor producido o demandado es de 750.95 kg/h en 8.53 h de operación, la temperatura de saturación de 167°C, y que actualmente el agua de alimentación de la caldera está ingresando a 17.5°C (no hay retorno de condensado). En tanto que para el caso propuesto se analiza la posibilidad de reducir el flujo de vapor en un 5% (676.87 kg/h) debido a que se eleva la calidad del vapor, y aprovechar el retorno del condensado en un 80%. Conforme los cálculos realizados por el software, existiría un 18% de ahorro de energía.

Vapor de proceso		Caso base	Caso propuesto	Energía ahorrada
Flujo de vapor	kg/h	750.95	676.875	
Horas de operación	h/d	8.53	8.53	
Demanda de vapor	kg	2,338,045	2,107,416	
Presión de vapor	kPa	739.49	739.49	
Temperatura de saturación	°C	167	167	
Temperatura de sobrecalentado	°C	167	167	
Retorno del condensado	%	0%	80%	
Temperatura del condensado	°C	0	90	
Temperatura agua de reemplazo	°C	17.5	17.5	
Reducción de agua de reemplazo	L		1,916,562	
Costos iniciales incrementales	\$		220	
Ahorros incrementales O y M	\$			
Sistema de producción de calor		Caldera Nro 3 - 125 BHP	Caldera Nro 3 - 125 BHP	
Número de unidades		1	1	
Demanda de calor	kWh	1,747,705	1,433,201	314,504 18%

Figura 3.24: Parámetros comparativos de caso base y caso propuesto.

3.19.1.3. Emisión

El programa también ofrece la posibilidad de computar las toneladas de emisiones de carbono en las condiciones actuales y circunstancias diferentes (caso propuesto). Así, de acuerdo con los cálculos (ver Figura 3.25) se dice que, si opta por la implementación necesaria para el funcionamiento de la situación propuesta, la reducción de toneladas de CO₂ será en 14% (100 t).

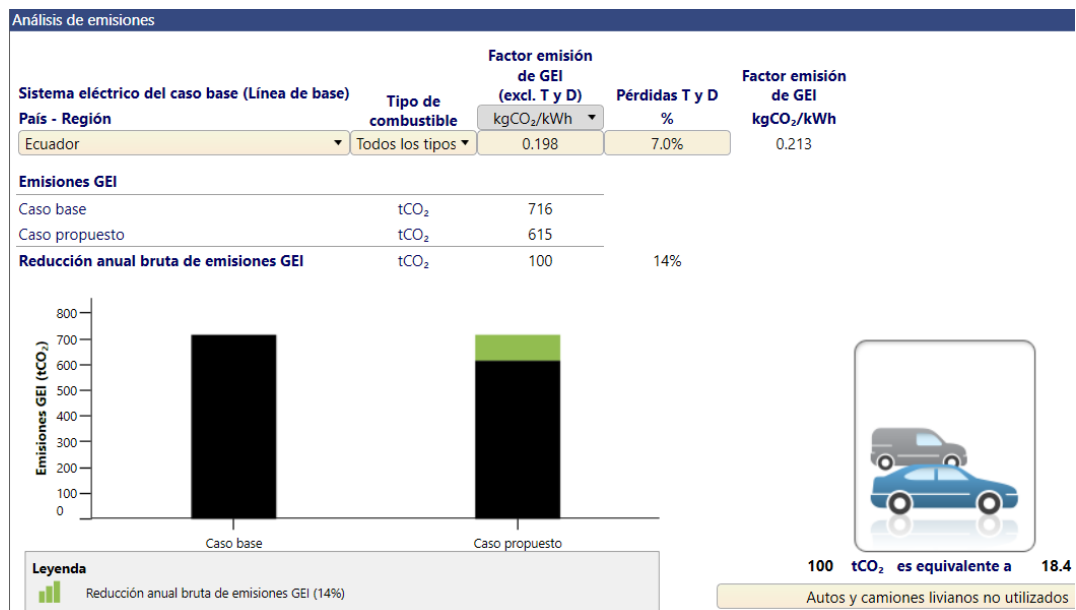


Figura 3.25: Comparación de emisiones de carbono de caso base y propuesto.

3.20. Análisis económico sobre propuestas de mejora

3.20.1. Costos de implementos materiales

A continuación se detallan los accesorios y materiales necesarios para el mejoramiento de eficiencia del sistema térmico de la entidad, en función de áreas de interés.

- Implementos para generación de vapor

En la Tabla 3.25 se indica los materiales y utensilios necesarios para elevar la eficiencia en el caldero.

Tabla 3.25: Precio de materiales y demás implementos para la generación de vapor [30]–[32].

Nro.	Descripción	Cantidad	Unidad	Precio Unitario [USD]	Subtotal [USD]
1	Aspiradora con filtro de Agua de 1kW	1	-	1715.63	1715.63
2	Tubo de Acero de 1 pulg	3	m	2.67	8.01
3	Taladro 800 W	1	-	83.40	83.40
4	Cepillo de alambre para caldera	3	-	25.00	75.00
5	Varilla de 12 mm de diámetro, 6 m de longitud	1	-	14.27	14.27
6	Funcionamiento de Taladro	36	h	0.07	2.65
7	Funcionamiento de Filtro de Agua	36	h	0.09	3.31
8	Aislante de fibra cerámica para puerta trasera, dimensiones 0.6m*1m	6	-	45.00	270.00

Nro.	Descripción	Cantidad	Unidad	Precio Unitario [USD]	Subtotal [USD]
9	Pintura para alta temperatura color azul	90	l	30.00	2700.00
10	Alquiler de compresor y soplete para pintar superficie de caldera	12	h	2.00	24.00
				Total	4896.26

- Implementos para distribución de vapor

En la Tabla 3.26, se muestran los elementos necesarios para incrementar la eficiencia del sistema de distribución del lugar de estudio.

Tabla 3.26: Precio de materiales y demás implementos para distribución de vapor [31].

Nro.	Descripción	Cantidad	Unidad	Precio unitario [USD]	Subtotal [USD]
1	Chaquetas aislantes removibles	4	m2	65.00	260.00
2	Aislante de lana de vidrio de 2 pulg, 18 m2	2	-	85.00	170.00
				Total	430.00

- Implementos para intercambiador de calor

En la Tabla 3.27 se enlista los accesorios y materiales estimados para evitar que la eficiencia del intercambiador se vea disminuida.

Tabla 3.27: Precio de materiales y demás implementos para intercambiador de calor [32]–[34].

Nro.	Descripción	Cantidad	Unidad	Precio Unitario [USD]	Subtotal [USD]
1	Detergente Alcalino	50	L	3.00	150.00
2	Varilla de 12 mm de diámetro, 6 m de longitud	1	-	14.27	14.27
3	Cepillo cilíndrico en espiral de diámetro 1 in	16	-	3.50	56.00
				Total	220.27

3.20.2. Inversión estimada

La Tabla 3.28 indica el presupuesto requerido para el mejoramiento del rendimiento del sistema térmico, es decir se considera la misma en función de las áreas de interés previamente indicadas.

Tabla 3.28: Inversión estimada.

Implementos para:	Subtotal [USD]
Caldera	4896.26
Distribución de Vapor	220.27
Intercambiador de Calor	430.00
Total	5546.53

3.20.3. Restitución de inversión

Para la recuperación de la inversión (Tabla 3.29) se toma en consideración la diferencia entre pérdidas económicas totales y el recálculo con mejora de eficiencia, es decir:

$$\text{Ahorro anual} = 10021.19 - 6893.63 = 3127.25 \left[\frac{\text{USD}}{\text{Año}} \right]$$

$$\text{Ahorro mensual} = \frac{\text{Ahorro anual}}{12} = \frac{3127.25}{12} = 260.60 \left[\frac{\text{USD}}{\text{Mes}} \right]$$

Tabla 3.29: Financiación y periodo de recuperación estimada [35].

Periodo [Mensual]	0	1	2	3	n
Inversión Preliminar [USD]	-5546.53	0.00	0.00	0.00	0.00
Ahorro [c/mes]	0	260.60	260.60	260.60	260.60
Flujo efectivo diferencial [USD]	-5546.53	260.60	260.60	260.60	260.60

$$VP_a = \sum_{t=0}^n \frac{Vf}{(1+i)^t} \quad (3.55)$$

Donde:

VP_a : Valor presente acumulado

Vf : Valor futuro → 260.60 USD

i : Tasa de descuento mensual → 1%, considerando una tasa anual de 12%

t : Periodo

Con la ayuda de la Tabla 3.30 se puede apreciar el tiempo en el que se logrará recuperar la inversión.

Tabla 3.30: Relación de periodo y valor presente acumulado.

t [meses]	Flujo	VP_a [USD]
0	-5546.53	0.00
1	260.60	258.02
2	260.60	513.49
3	260.60	766.43
4	260.60	1016.87
5	260.60	1264.82
6	260.60	1510.32
7	260.60	1753.39
8	260.60	1994.06
9	260.60	2232.34
10	260.60	2468.26
11	260.60	2701.84
12	260.60	2933.12
13	260.60	3162.10
14	260.60	3388.82
15	260.60	3613.29
16	260.60	3835.53
17	260.60	4055.58
18	260.60	4273.45
19	260.60	4489.16
20	260.60	4702.74
21	260.60	4914.20
22	260.60	5123.57
23	260.60	5330.87
24	260.60	5536.11
25	260.60	5739.32

Asimismo, el periodo de recuperación de la inversión *PRI* puede ser calculado con la ecuación (3.56) [35].

$$PRI = (t - 1) + \frac{I_i - (VP_a)_{t-1}}{Flujo_t} \quad (3.56)$$

$$PRI = (25 - 1) + \frac{5546.53 - 5536.11}{260.60}$$

$$PRI = 24.04 \text{ meses} = 2.00 \text{ años}$$

- **VAN**

El valor actual neto es un indicativo para medir la inversión, empleado especialmente para determinar cuan viable será un proyecto. En este sentido, el VAN realiza proyecciones sobre los flujos que ingresan y los que egresan. Dicho de otra manera, este indicador viene a ser la diferencia entre el beneficio neto actualizado y la inversión inicial del proyecto. El beneficio neto se actualiza con la asistencia de una tasa de descuento, siendo esta la rentabilidad más baja que se supone tener al finalizar el proyecto [35], [36].

En la mayoría de bancos nacionales la tasa de descuento ofrecida es de 12% (anual), por lo que si hace una analogía mensual esta será $i \approx 1\%$.

$$VAN = -I_o + \sum_{t=1}^n \frac{Vf}{(1+i)^t} \quad (3.57)$$

$$VAN = -5546.53 + 5739.32$$

$$VAN = 192.79$$

Donde I_o se refiere a la inversión inicial.

Como se observa, el valor obtenido del VAN es mayor a cero, por lo que se dice que el proyecto viable.

- **TIR**

De forma similar, la tasa interna de retorno es un instrumento para cuantificar si un proyecto resulta viable o no. Este indicador se lo asocia con el valor actual neto, ya que el tir es establecido como la cantidad de “ i ” que hace que el VAN se iguale a 0 en un proyecto a ser cuantificado [35].

$$\sum_{t=1}^n \frac{Vf}{(1+TIR)^t} - I_o = VAN = 0 \quad (3.58)$$

Conforme el contexto, el TIR del proyecto para la sala de máquinas de la entidad resulta:

$$TIR = 1.28\%$$

Ya que $TIR > i$ (1%), se dice que el proyecto es viable.

CAPÍTULO IV

4. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

4.1. Conclusiones

- En la etapa de levantamiento de información técnica de la sala de máquinas del Hospital General Ambato IESS, se identificaron componentes principales y complementarios que operan en un sistema térmico instalado en el lugar. Lo que posibilita subclasificarlos según su función en la puesta en marcha del sistema, el primero referente a la generación de vapor dispuesto de calderos que entregan vapor, el segundo concerniente a la distribución del vapor generado compuesto del manifold y tuberías, y un intercambiador de calor que suministra agua caliente hacia los bloques de la edificación. Esta categorización permitió establecer criterios para la determinación de pérdidas energéticas, al haber contrastado la información obtenida con lo que sugiere la literatura (referente a cálculos de transferencia de calor).
- Como resultado de los balances energéticos efectuados en el sistema térmico del cuarto de máquinas de la entidad, es posible indicar que el flujo másico de vapor producido en la caldera # 3 es de 750.95 kg/h considerando un tiempo de operación de 8.53 hr/día. El flujo de masa de condensado que se produce en la distribución corresponde a un valor de 34.96 kg/h. En tanto que, el flujo de agua que entra hacia el intercambiador es de 3.41 kg/s. Disponer de estos resultados, posibilitó la cuantificación de calor útil y aprovechado del sistema, y subsecuentemente favorecer el planteamiento de alternativas de mejora.
- Acorde con el detalle de pérdidas energéticas contemplado en sectores específicos, como son generación y distribución, se concluye que las pérdidas de calor cuantificadas en la generación de vapor son de 32.08 kW, que corresponden a un costo asociado por pérdidas de 7,308.97 USD/año. Mientras que, en el sistema de distribución del fluido, las pérdidas ascienden a 11.90 kW, que se retribuyen a un costo anual de 2,712.21 USD.
- De acuerdo con la estimación de eficiencia del sistema térmico en la entidad, se puede manifestar que el sistema de generación de vapor opera con una eficiencia del 84.67% (calor útil), entretanto que el sistema de distribución de vapor lo hace

con una eficiencia igual a un 83.75% (calor aprovechado), y finalmente el intercambiador de calor con una eficiencia del 42.48%. Los valores encontrados propiciaron los parámetros a los que está sujeto el desempeño del sistema, además de ser las cantidades tomadas en cuenta para sugerencias de mejoramiento de eficiencia y posterior recálculo de pérdidas.

- Según las propuestas de mejoras establecidas, es importante disponer de un recálculo de pérdidas en torno a la generación y distribución de vapor. Así, la eficiencia en la caldera se elevaría hasta un 85.24% y en el sistema de distribución incrementaría en un 1.04% (hasta 84.79%).
- Las implementaciones de las mejoras supondrían un ahorro de 3,127.25 USD/año, debido a la reducción de pérdidas en zonas específicas del sistema térmico del cuarto de máquinas del lugar de estudio.
- De acuerdo con el software las emisiones de dióxido de carbono se reducirán en un 14% si se eleva la eficiencia del sistema de vapor, se aprovecha el retorno del condensado y se reduce el consumo de vapor en la entidad.
- La metodología establecida para la estimación de pérdidas energética conforme a este trabajo investigativo, supone una aportación a los estudios existentes en los que se contemplan estimaciones de pérdidas energéticas en entidades dedicadas entorno de la salud.

4.2. Recomendaciones

- Previo al análisis térmico de un sistema de vapor, se recomienda disponer de un dossier, de modo que se manejen datos técnicos relevantes para el estudio en cuestión.
- No es recomendable suponer condiciones de operación de una máquina térmica, por lo que se debería constatar con mediciones realizadas por el investigador.
- Se recomienda buscar información técnica de proveedores y fabricantes, de modo que proporcione datos adecuados sobre propiedades de fluidos de trabajo como calor específico, densidad, etc.
- Es recomendable pedir cotizaciones sobre materiales y utensilios a locales que comercien los mismos, de modo que se obtengan datos verídicos requeridos para cálculo de costos asociados.
- Como derivación del proyecto técnico, es preciso la sugerencia de propuestas de alternativas de mejoras en el sistema térmico de la sala de máquinas de la entidad. Así, estas implican la limpieza de conductos de la caldera y del intercambiador de calor, sustitución de material aislante en sectores específicos, implementación de chaquetas aislantes, lijado y aplicación de pintura en superficies deterioradas.
- Frente a posteriores trabajos relacionados a la temática, sería adecuado tomar en cuenta las pérdidas que se producen en interior de los generadores de vapor debido a incrustaciones, acumulación de hollín y otros fenómenos afines.

BIBLIOGRAFÍA:

- [1] N. Lorenzi, “New boiler and chiller advances for hospitals”, *Health Facil. Manage.*, vol. III, núm. 3494, pp. 2–4, 2018.
- [2] C. Shen, K. Zhao, y J. Ge, “Analysis of Building Energy Consumption in a Hospital in the Hot Summer and Cold Winter Area”, *Elsevier*, vol. X, núm. 158, pp. 3735–3740, 2018.
- [3] R. Mera y A. Zamir, “Estudio y análisis de eficiencia energética del sistema térmico del Hospital IEISS - Ibarra”, Universidad de las Fuerzas Armadas, Sangolquí, 2015.
- [4] G. Landázuri y D. Pozo, “Rediseño del sistema de distribución de vapor del área de lavandería del Hospital Carlos Andrade Marín”, *Cambios*, vol. XVI, núm. 11, pp. 43–47, 2017.
- [5] Y. Cengel y M. Boles, *Termodinámica*, 9na ed. México: Mc-Graw Hill, 2019.
- [6] F. Incropera y T. Bergman, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, 8va ed. Rosewood: John Wiley and Sons, 2018.
- [7] R. J. Rajput, *Engineering Thermodynamics*, 5ta ed. New Delhi: LAXMI PUBLICATIONS, 2016.
- [8] M. J. Moran y H. N. Shapiro, *Fundamentals of Enginnering Thermodynamics*, 9na ed. Chichester: John Wiley & Sons, 2018.
- [9] P. Haribhakti, P. B. Joshi, y R. Kumar, “Classification of Boilers”, *Failure Investigation of Boiler Tubes - A Comprehensive Approach*. ASM International, 2018.
- [10] P. Mehta y A. Thumann, *Handbook of Energy Engineering*. Salt Lake City: River Publishers, 2020.
- [11] A. Datas, “Heat Exchangers”, *Ultra-High Temperature Thermal Energy Storage, Transfer and Conversion*. Elsevier, 2021.
- [12] R. of Heating y I. Air-Conditioning Engineers, “Concentric Tube-in-Tube Heat

- Exchangers”, en *2018 ASHRAE® Handbook - Refrigeration (SI Edition)*, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc. (ASHRAE), 2018.
- [13] L. Pekař, “Crossflow HXs”, *Advanced Analytic and Control Techniques for Thermal Systems with Heat Exchangers*. Elsevier, 2020.
- [14] K. N. Ranganayakulu, C. Seetharamu, “Comparison of Shell and Tube Heat Exchanger”, *Compact Heat Exchangers - Analysis, Design and Optimization Using FEM and CFD Approach*. John Wiley & Sons, 2018.
- [15] J. P. Holman, *Heat Transfer*, 10ma ed. New York: Mc Graw Hill, 2010.
- [16] ISO ORG, “ISO Standards”. ISO ORG, Geneva, 2021.
- [17] E. Shove, “What is wrong with energy efficiency?”, *Build. Res. Inf.*, vol. 46, núm. 7, pp. 779–789, 2018.
- [18] R. of Heating y I. (ASHRAE) Air-Conditioning Engineers, “Energy Efficiency”, en *2021 ASHRAE® Handbook - Fundamentals (SI Edition)*, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc. (ASHRAE), 2021.
- [19] A. N. Morales, “Evaluación de la eficiencia energética en calderas operativas de Campo Rubiales”, Universidad de América, Bogotá, 2021.
- [20] G. Galo, J. Torres, y L. Silva, “Plan Funcional Hospital IESSS Ambato”, Ambato, 2014. [En línea]. Disponible en: <https://www.iess.gob.ec/documents/10162/3321614/PMF+HOSPITAL+AMBATO.pdf>
- [21] A. Steele, “Continuous Deionization”, *Advanced Plumbing Technology II*. American Society of Plumbing Engineers (ASPE), 2015.
- [22] Pentax, “Foras Pumps”. Pentax Industries, Verona, p. 204, 2022.
- [23] Superior Boilers Inc, “Mohawk Boiler 125 Bhp Drawing”, Hutchinson, 2017.
- [24] R. Mott, *Mecánica de Fluidos*, 6ta ed. México: Pearson Educación, 2006.
- [25] D. Vargas, “Diseño e implementación de un sistema de control de combustión

- y monitoreo de gases generados en el caldero 3 del IESS hospital de Ambato”, Escuela Politécnica Nacional, Quito, 2014.
- [26] T. Rodríguez, “Mejoras horizontales de ahorro y eficiencia energética del sector industrial”, Castilla y León, 2010.
- [27] Y. Cengel y G. Afshin, *Transferencia de calor y masa*, 4ta ed. México: McGraw-Hill, 2011.
- [28] W. McCabe y J. Smith, *Operaciones Unitarias en Ingeniería Química*, 7ma ed. México: McGraw-Hill, 2007.
- [29] J. Paredes y C. Córdova, “Auditoría energética de los sistemas térmicos del Hospital General Docente de Riobamba”, Escuela Superior Politécnica de Chimborazo, 2013.
- [30] Tecnidefensa SA, “Aspiradoras industriales”, Quito, 2018.
- [31] Emind Cia Ltda., “Empaquetaduras y sellos para la industria - catálogo”, Quito, 2022.
- [32] Dipac Manta SA, “Tubería de acero”, Ambato, 2022.
- [33] Serquin EC, “Detergentes alcalinos”, Quito, 2022.
- [34] Calser SA, “Implementos para limpieza de calderas e intercambiadores de calor”, Quito, 2021.
- [35] J. Izaguirre y I. Carhuacho, *Finanzas para no financieros*, 1ra ed. Quito: Universidad Internacional del Ecuador, 2020.
- [36] J. Brotons, *La Valoración Financiera en el PGC*, 1ra ed. Elche: Universidad Miguel Hernández, 2016.

ANEXOS

ANEXO A (PROPIEDADES DE FLUIDOS)

- Propiedades de agua subsaturada

Sub Saturated Water

Temperature	Pressure	Saturation Temperature	Specific Enthalpy of Water (h_f)	Density of Water	Specific Volume of Water (v)	Specific Entropy of Water (s_f)	Specific Heat of Water (c_p)	Dynamic Viscosity of Water
°C	MPa	°C	J/kg	kg/m ³	m ³ /kg	J/kg K	J/kg K	Pa s
5.00000	0.650000	161.980	21154.5	1000.24	9.99764E-04	76.3725	4202.69	1.51722E-03
10.0000	0.650000	161.980	42142.4	999.965	1.00004E-03	151.158	4193.08	1.30527E-03
15.0000	0.650000	161.980	63090.4	999.359	1.00064E-03	224.495	4186.59	1.13716E-03
20.0000	0.650000	161.980	84012.0	998.458	1.00154E-03	296.478	4182.34	1.00137E-03
25.0000	0.650000	161.980	104917	997.295	1.00271E-03	367.187	4179.73	8.89954E-04
30.0000	0.650000	161.980	125811	995.894	1.00412E-03	436.687	4178.33	7.97293E-04
35.0000	0.650000	161.980	146701	994.276	1.00576E-03	505.035	4177.85	7.19318E-04
40.0000	0.650000	161.980	167591	992.457	1.00760E-03	572.281	4178.06	6.53021E-04
45.0000	0.650000	161.980	188483	990.453	1.00964E-03	638.470	4178.84	5.96139E-04
50.0000	0.650000	161.980	209380	988.274	1.01186E-03	703.643	4180.08	5.46943E-04
55.0000	0.650000	161.980	230284	985.932	1.01427E-03	767.837	4181.71	5.04088E-04
60.0000	0.650000	161.980	251198	983.436	1.01684E-03	831.087	4183.77	4.66518E-04
65.0000	0.650000	161.980	272122	980.792	1.01958E-03	893.429	4186.07	4.33391E-04
70.0000	0.650000	161.980	293060	978.007	1.02249E-03	954.893	4188.90	4.04029E-04
75.0000	0.650000	161.980	314012	975.087	1.02555E-03	1015.51	4192.03	3.77881E-04
80.0000	0.650000	161.980	334980	972.036	1.02877E-03	1075.31	4195.54	3.54492E-04
85.0000	0.650000	161.980	355968	968.860	1.03214E-03	1134.32	4199.51	3.33487E-04
90.0000	0.650000	161.980	376977	965.561	1.03567E-03	1192.58	4204.00	3.14554E-04
95.0000	0.650000	161.980	398009	962.142	1.03935E-03	1250.10	4208.92	2.97429E-04
100.000	0.650000	161.980	419067	958.607	1.04318E-03	1306.91	4214.39	2.81889E-04

Sub Saturated Water

Temperature	Pressure	Saturation Temperature	Specific Enthalpy of Water (h_f)	Density of Water	Specific Volume of Water (v)	Specific Entropy of Water (s_f)	Specific Heat of Water (c_p)	Dynamic Viscosity of Water
°C	MPa	°C	J/kg	kg/m ³	m ³ /kg	J/kg K	J/kg K	Pa s
5.00000	0.700000	164.946	21204.2	1000.26	9.99739E-04	76.3716	4202.47	1.51713E-03
10.0000	0.700000	164.946	42191.1	999.988	1.00001E-03	151.153	4192.89	1.30522E-03
15.0000	0.700000	164.946	63138.3	999.382	1.00062E-03	224.487	4186.42	1.13713E-03
20.0000	0.700000	164.946	84059.0	998.481	1.00152E-03	296.468	4182.18	1.00135E-03
25.0000	0.700000	164.946	104963	997.318	1.00269E-03	367.174	4179.58	8.89942E-04
30.0000	0.700000	164.946	125857	995.916	1.00410E-03	436.672	4178.20	7.97289E-04
35.0000	0.700000	164.946	146746	994.298	1.00574E-03	505.018	4177.72	7.19318E-04
40.0000	0.700000	164.946	167635	992.479	1.00758E-03	572.262	4177.94	6.53025E-04
45.0000	0.700000	164.946	188527	990.474	1.00962E-03	638.449	4178.72	5.96146E-04
50.0000	0.700000	164.946	209423	988.296	1.01184E-03	703.620	4179.96	5.46951E-04
55.0000	0.700000	164.946	230327	985.954	1.01425E-03	767.812	4181.59	5.04098E-04
60.0000	0.700000	164.946	251240	983.458	1.01682E-03	831.061	4183.65	4.66529E-04
65.0000	0.700000	164.946	272164	980.814	1.01956E-03	893.400	4185.96	4.33403E-04
70.0000	0.700000	164.946	293101	978.029	1.02246E-03	954.863	4188.79	4.04042E-04
75.0000	0.700000	164.946	314052	975.109	1.02553E-03	1015.48	4191.92	3.77893E-04
80.0000	0.700000	164.946	335020	972.059	1.02874E-03	1075.28	4195.43	3.54505E-04
85.0000	0.700000	164.946	356007	968.882	1.03212E-03	1134.29	4199.40	3.33501E-04
90.0000	0.700000	164.946	377015	965.583	1.03564E-03	1192.54	4203.89	3.14568E-04
95.0000	0.700000	164.946	398047	962.165	1.03932E-03	1250.06	4208.80	2.97443E-04
100.000	0.700000	164.946	419104	958.630	1.04316E-03	1306.87	4214.28	2.81903E-04

Sub Saturated Water

TemperaturePressure		Saturation Temperature °C	Specific Enthalpy of Water (h_f) J/kg	Density of Water kg/m ³	Specific Volume of Water (v) m ³ /kg	Specific Entropy of Water (s_f) J/kg K	Specific Heat of Water (c_p) J/kg K	Dynamic Viscosity of Water Pa s
°C	MPa							
5.00000	0.750000	167.749	21254.0	1000.29	9.99715E-04	76.3707	4202.26	1.51705E-03
10.0000	0.750000	167.749	42239.8	1000.01	9.99988E-04	151.149	4192.70	1.30517E-03
15.0000	0.750000	167.749	63186.1	999.405	1.00060E-03	224.479	4186.25	1.13709E-03
20.0000	0.750000	167.749	84106.0	998.504	1.00150E-03	296.458	4182.03	1.00133E-03
25.0000	0.750000	167.749	105009	997.340	1.00267E-03	367.161	4179.44	8.89930E-04
30.0000	0.750000	167.749	125902	995.938	1.00408E-03	436.657	4178.06	7.97284E-04
35.0000	0.750000	167.749	146791	994.320	1.00571E-03	505.001	4177.59	7.19319E-04
40.0000	0.750000	167.749	167679	992.501	1.00756E-03	572.243	4177.82	6.53029E-04
45.0000	0.750000	167.749	188570	990.496	1.00959E-03	638.428	4178.60	5.96153E-04
50.0000	0.750000	167.749	209466	988.318	1.01182E-03	703.596	4179.85	5.46960E-04
55.0000	0.750000	167.749	230369	985.976	1.01422E-03	767.787	4181.48	5.04108E-04
60.0000	0.750000	167.749	251282	983.479	1.01680E-03	831.034	4183.54	4.66540E-04
65.0000	0.750000	167.749	272205	980.836	1.01954E-03	893.372	4185.85	4.33415E-04
70.0000	0.750000	167.749	293141	978.051	1.02244E-03	954.833	4188.68	4.04054E-04
75.0000	0.750000	167.749	314092	975.131	1.02550E-03	1015.45	4191.81	3.77906E-04
80.0000	0.750000	167.749	335060	972.081	1.02872E-03	1075.24	4195.32	3.54518E-04
85.0000	0.750000	167.749	356046	968.905	1.03209E-03	1134.25	4199.29	3.33514E-04
90.0000	0.750000	167.749	377054	965.606	1.03562E-03	1192.50	4203.78	3.14581E-04
95.0000	0.750000	167.749	398085	962.188	1.03930E-03	1250.02	4208.69	2.97456E-04
100.000	0.750000	167.749	419142	958.653	1.04313E-03	1306.83	4214.16	2.81916E-04

TemperaturePressure		Saturation Temperature °C	Specific Enthalpy of Water (h_f) J/kg	Density of Water kg/m ³	Specific Volume of Water (v) m ³ /kg	Specific Entropy of Water (s_f) J/kg K	Specific Heat of Water (c_p) J/kg K	Dynamic Viscosity of Water Pa s
°C	MPa							
5.00000	0.850000	172.936	21353.4	1000.33	9.99666E-04	76.3689	4201.83	1.51689E-03
10.0000	0.850000	172.936	42337.3	1000.06	9.99940E-04	151.140	4192.33	1.30506E-03
15.0000	0.850000	172.936	63281.8	999.452	1.00055E-03	224.464	4185.91	1.13702E-03
20.0000	0.850000	172.936	84200.1	998.500	1.00145E-03	296.437	4181.72	1.00128E-03
25.0000	0.850000	172.936	105102	997.385	1.00262E-03	367.136	4179.15	8.89907E-04
30.0000	0.850000	172.936	125994	995.983	1.00403E-03	436.626	4177.79	7.97274E-04
35.0000	0.850000	172.936	146881	994.364	1.00567E-03	504.966	4177.33	7.19319E-04
40.0000	0.850000	172.936	167768	992.545	1.00751E-03	572.204	4177.57	6.53037E-04
45.0000	0.850000	172.936	188658	990.540	1.00955E-03	638.385	4178.37	5.96166E-04
50.0000	0.850000	172.936	209553	988.362	1.01178E-03	703.550	4179.62	5.46977E-04
55.0000	0.850000	172.936	230455	986.020	1.01418E-03	767.737	4181.25	5.04128E-04
60.0000	0.850000	172.936	251366	983.523	1.01675E-03	830.981	4183.32	4.66563E-04
65.0000	0.850000	172.936	272288	980.879	1.01949E-03	893.316	4185.63	4.33439E-04
70.0000	0.850000	172.936	293223	978.095	1.02240E-03	954.773	4188.46	4.04079E-04
75.0000	0.850000	172.936	314173	975.175	1.02546E-03	1015.38	4191.59	3.77932E-04
80.0000	0.850000	172.936	335140	972.126	1.02867E-03	1075.18	4195.11	3.54544E-04
85.0000	0.850000	172.936	356125	968.950	1.03204E-03	1134.19	4199.07	3.33541E-04
90.0000	0.850000	172.936	377131	965.652	1.03557E-03	1192.43	4203.55	3.14608E-04
95.0000	0.850000	172.936	398161	962.235	1.03925E-03	1249.95	4208.46	2.97483E-04
100.000	0.850000	172.936	419217	958.700	1.04308E-03	1306.75	4213.93	2.81943E-04

TemperaturePressure		Saturation Temperature °C	Specific Enthalpy of Water (h_f) J/kg	Density of Water kg/m ³	Specific Volume of Water (v) m ³ /kg	Specific Entropy of Water (s_f) J/kg K	Specific Heat of Water (c_p) J/kg K	Dynamic Viscosity of Water Pa s
°C	MPa							
5.00000	0.900000	175.350	21403.1	1000.36	9.99641E-04	76.3679	4201.62	1.51680E-03
10.0000	0.900000	175.350	42386.0	1000.08	9.99916E-04	151.135	4192.14	1.30500E-03
15.0000	0.900000	175.350	63329.6	999.475	1.00053E-03	224.457	4185.74	1.13699E-03
20.0000	0.900000	175.350	84247.1	998.573	1.00143E-03	296.426	4181.56	1.00126E-03
25.0000	0.900000	175.350	105148	997.408	1.00260E-03	367.123	4179.01	8.89896E-04
30.0000	0.900000	175.350	126039	996.005	1.00401E-03	436.611	4177.65	7.97270E-04
35.0000	0.900000	175.350	146926	994.386	1.00565E-03	504.948	4177.21	7.19320E-04
40.0000	0.900000	175.350	167812	992.567	1.00749E-03	572.184	4177.45	6.53041E-04
45.0000	0.900000	175.350	188701	990.562	1.00953E-03	638.364	4178.25	5.96173E-04
50.0000	0.900000	175.350	209596	988.383	1.01175E-03	703.527	4179.50	5.46986E-04
55.0000	0.900000	175.350	230497	986.041	1.01416E-03	767.712	4181.15	5.04138E-04
60.0000	0.900000	175.350	251408	983.545	1.01673E-03	830.954	4183.21	4.66574E-04
65.0000	0.900000	175.350	272330	980.901	1.01947E-03	893.287	4185.52	4.33451E-04
70.0000	0.900000	175.350	293264	978.117	1.02237E-03	954.743	4188.35	4.04092E-04
75.0000	0.900000	175.350	314213	975.198	1.02543E-03	1015.35	4191.48	3.77945E-04
80.0000	0.900000	175.350	335179	972.148	1.02865E-03	1075.15	4194.99	3.54557E-04
85.0000	0.900000	175.350	356164	968.973	1.03202E-03	1134.15	4198.95	3.33554E-04
90.0000	0.900000	175.350	377170	965.675	1.03555E-03	1192.40	4203.44	3.14621E-04
95.0000	0.900000	175.350	398199	962.258	1.03922E-03	1249.91	4208.35	2.97496E-04
100.000	0.900000	175.350	419255	958.724	1.04305E-03	1306.72	4213.81	2.81956E-04

Fuente: Spirax Sarco, *Subsaturated water data*

• Propiedades de Agua Saturada

Saturated water—Pressure table												
Press., P kPa	Sat. temp., T_{sat} °C	Specific volume, m ³ /kg		Internal energy, kJ/kg			Enthalpy, kJ/kg			Entropy, kJ/kg·K		
		Sat. liquid, v_f	Sat. vapor, v_g	Sat. liquid, u_f	Evap., u_{fg}	Sat. vapor, u_g	Sat. liquid, h_f	Evap., h_{fg}	Sat. vapor, h_g	Sat. liquid, s_f	Evap., s_{fg}	Sat. vapor, s_g
1.0	6.97	0.001000	129.19	29.302	2355.2	2384.5	29.303	2484.4	2513.7	0.1059	8.8690	8.9749
1.5	13.02	0.001001	87.964	54.686	2338.1	2392.8	54.688	2470.1	2524.7	0.1956	8.6314	8.8270
2.0	17.50	0.001001	66.990	73.431	2325.5	2398.9	73.433	2459.5	2532.9	0.2606	8.4621	8.7227
2.5	21.08	0.001002	54.242	88.422	2315.4	2403.8	88.424	2451.0	2539.4	0.3118	8.3302	8.6421
3.0	24.08	0.001003	45.654	100.98	2306.9	2407.9	100.98	2443.9	2544.8	0.3543	8.2222	8.5765
4.0	28.96	0.001004	34.791	121.39	2293.1	2414.5	121.39	2432.3	2553.7	0.4224	8.0510	8.4734
5.0	32.87	0.001005	28.185	137.75	2282.1	2419.8	137.75	2423.0	2560.7	0.4762	7.9176	8.3938
7.5	40.29	0.001008	19.233	168.74	2261.1	2429.8	168.75	2405.3	2574.0	0.5763	7.6738	8.2501
10	45.81	0.001010	14.670	191.79	2245.4	2437.2	191.81	2392.1	2583.9	0.6492	7.4996	8.1488
15	53.97	0.001014	10.020	225.93	2222.1	2448.0	225.94	2372.3	2598.3	0.7549	7.2522	8.0071
20	60.06	0.001017	7.6481	251.40	2204.6	2456.0	251.42	2357.5	2608.9	0.8320	7.0752	7.9073
25	64.96	0.001020	6.2034	271.93	2190.4	2462.4	271.96	2345.5	2617.5	0.8932	6.9370	7.8302
30	69.09	0.001022	5.2287	289.24	2178.5	2467.7	289.27	2335.3	2624.6	0.9441	6.8234	7.7675
40	75.86	0.001026	3.9933	317.58	2158.8	2476.3	317.62	2318.4	2636.1	1.0261	6.6430	7.6691
50	81.32	0.001030	3.2403	340.49	2142.7	2483.2	340.54	2304.7	2645.2	1.0912	6.5019	7.5931
75	91.76	0.001037	2.2172	384.36	2111.8	2496.1	384.44	2278.0	2662.4	1.2132	6.2426	7.4558
100	99.61	0.001043	1.6941	417.40	2088.2	2505.6	417.51	2257.5	2675.0	1.3028	6.0562	7.3589
101.325	99.97	0.001043	1.6734	418.95	2087.0	2506.0	419.06	2256.5	2675.6	1.3069	6.0476	7.3545
125	105.97	0.001048	1.3750	444.23	2068.8	2513.0	444.36	2240.6	2684.9	1.3741	5.9100	7.2841
150	111.35	0.001053	1.1594	466.97	2052.3	2519.2	467.13	2226.0	2693.1	1.4337	5.7894	7.2231
175	116.04	0.001057	1.0037	486.82	2037.7	2524.5	487.01	2213.1	2700.2	1.4850	5.6865	7.1716
200	120.21	0.001061	0.88578	504.50	2024.6	2529.1	504.71	2201.6	2706.3	1.5302	5.5968	7.1270
225	123.97	0.001064	0.79329	520.47	2012.7	2533.2	520.71	2191.0	2711.7	1.5706	5.5171	7.0877
250	127.41	0.001067	0.71873	535.08	2001.8	2536.8	535.35	2181.2	2716.5	1.6072	5.4453	7.0525
275	130.58	0.001070	0.65732	548.57	1991.6	2540.1	548.86	2172.0	2720.9	1.6408	5.3800	7.0207
300	133.52	0.001073	0.60582	561.11	1982.1	2543.2	561.43	2163.5	2724.9	1.6717	5.3200	6.9917
325	136.27	0.001076	0.56199	572.84	1973.1	2545.9	573.19	2155.4	2728.6	1.7005	5.2645	6.9650
350	138.86	0.001079	0.52422	583.89	1964.6	2548.5	584.26	2147.7	2732.0	1.7274	5.2128	6.9402
375	141.30	0.001081	0.49133	594.32	1956.6	2550.9	594.73	2140.4	2735.1	1.7526	5.1645	6.9171
400	143.61	0.001084	0.46242	604.22	1948.9	2553.1	604.66	2133.4	2738.1	1.7765	5.1191	6.8955
450	147.90	0.001088	0.41392	622.65	1934.5	2557.1	623.14	2120.3	2743.4	1.8205	5.0356	6.8561
500	151.83	0.001093	0.37483	639.54	1921.2	2560.7	640.09	2108.0	2748.1	1.8604	4.9603	6.8207
550	155.46	0.001097	0.34261	655.16	1908.8	2563.9	655.77	2096.6	2752.4	1.8970	4.8916	6.7886
600	158.83	0.001101	0.31560	669.72	1897.1	2566.8	670.38	2085.8	2756.2	1.9308	4.8285	6.7593
650	161.98	0.001104	0.29260	683.37	1886.1	2569.4	684.08	2075.5	2759.6	1.9623	4.7699	6.7322
700	164.95	0.001108	0.27278	696.23	1875.6	2571.8	697.00	2065.8	2762.8	1.9918	4.7153	6.7071
750	167.75	0.001111	0.25552	708.40	1865.6	2574.0	709.24	2056.4	2765.7	2.0195	4.6642	6.6837
800	170.41	0.001115	0.24035	719.97	1856.1	2576.0	720.87	2047.5	2768.3	2.0457	4.6160	6.6616
850	172.94	0.001118	0.22690	731.00	1846.9	2577.9	731.95	2038.8	2770.8	2.0705	4.5705	6.6409
900	175.35	0.001121	0.21489	741.55	1838.1	2579.6	742.56	2030.5	2773.0	2.0941	4.5273	6.6213
950	177.66	0.001124	0.20411	751.67	1829.6	2581.3	752.74	2022.4	2775.2	2.1166	4.4862	6.6027
1000	179.88	0.001127	0.19436	761.39	1821.4	2582.8	762.51	2014.6	2777.1	2.1381	4.4470	6.5850
1100	184.06	0.001133	0.17745	779.78	1805.7	2585.5	781.03	1999.6	2780.7	2.1785	4.3735	6.5520
1200	187.96	0.001138	0.16326	796.96	1790.9	2587.8	798.33	1985.4	2783.8	2.2159	4.3058	6.5217
1300	191.60	0.001144	0.15119	813.10	1776.8	2589.9	814.59	1971.9	2786.5	2.2508	4.2428	6.4936
1400	195.04	0.001149	0.14078	828.35	1763.4	2591.8	829.96	1958.9	2788.9	2.2835	4.1840	6.4675
1500	198.29	0.001154	0.13171	842.82	1750.6	2593.4	844.55	1946.4	2791.0	2.3143	4.1287	6.4430
1750	205.72	0.001166	0.11344	876.12	1720.6	2596.7	878.16	1917.1	2795.2	2.3844	4.0033	6.3877
2000	212.38	0.001177	0.099587	906.12	1693.0	2599.1	908.47	1889.8	2798.3	2.4467	3.8923	6.3390
2250	218.41	0.001187	0.088717	933.54	1667.3	2600.9	936.21	1864.3	2800.5	2.5029	3.7926	6.2954
2500	223.95	0.001197	0.079952	958.87	1643.2	2602.1	961.87	1840.1	2801.9	2.5542	3.7016	6.2558
3000	233.85	0.001217	0.066667	1004.6	1598.5	2603.2	1008.3	1794.9	2803.2	2.6454	3.5402	6.1856
3500	242.56	0.001235	0.057061	1045.4	1557.6	2603.0	1049.7	1753.0	2802.7	2.7253	3.3991	6.1244
4000	250.35	0.001252	0.049779	1082.4	1519.3	2601.7	1087.4	1713.5	2800.8	2.7966	3.2731	6.0696
5000	263.94	0.001286	0.039448	1148.1	1448.9	2597.0	1154.5	1639.7	2794.2	2.9207	3.0530	5.9737
6000	275.59	0.001319	0.032449	1205.8	1384.1	2589.9	1213.8	1570.9	2784.6	3.0275	2.8627	5.8902
7000	285.83	0.001352	0.027378	1258.0	1323.0	2581.0	1267.5	1505.2	2772.6	3.1220	2.6927	5.8148
8000	295.01	0.001384	0.023525	1306.0	1264.5	2570.5	1317.1	1441.6	2758.7	3.2077	2.5373	5.7450
9000	303.35	0.001418	0.020489	1350.9	1207.6	2558.5	1363.7	1379.3	2742.9	3.2866	2.3925	5.6791
10,000	311.00	0.001452	0.018028	1393.3	1151.8	2545.2	1407.8	1317.6	2725.5	3.3603	2.2556	5.6159
11,000	318.08	0.001488	0.015988	1433.9	1096.6	2530.4	1450.2	1256.1	2706.3	3.4299	2.1245	5.5544
12,000	324.68	0.001526	0.014264	1473.0	1041.3	2514.3	1491.3	1194.1	2685.4	3.4964	1.9975	5.4939

Press., P kPa	Sat. temp., T _{sat} °C	Specific volume, m ³ /kg		Internal energy, kJ/kg			Enthalpy, kJ/kg			Entropy, kJ/kg·K		
		Sat. liquid, v _f	Sat. vapor, v _g	Sat. liquid, u _f	Evap., u _{fg}	Sat. vapor, u _g	Sat. liquid, h _f	Evap., h _{fg}	Sat. vapor, h _g	Sat. liquid, s _f	Evap., s _{fg}	Sat. vapor, s _g
13,000	330.85	0.001566	0.012781	1511.0	985.5	2496.6	1531.4	1131.3	2662.7	3.5606	1.8730	5.4336
14,000	336.67	0.001610	0.011487	1548.4	928.7	2477.1	1571.0	1067.0	2637.9	3.6232	1.7497	5.3728
15,000	342.16	0.001657	0.010341	1585.5	870.3	2455.7	1610.3	1000.5	2610.8	3.6848	1.6261	5.3108
16,000	347.36	0.001710	0.009312	1622.6	809.4	2432.0	1649.9	931.1	2581.0	3.7461	1.5005	5.2466
17,000	352.29	0.001770	0.008374	1660.2	745.1	2405.4	1690.3	857.4	2547.7	3.8082	1.3709	5.1791
18,000	356.99	0.001840	0.007504	1699.1	675.9	2375.0	1732.2	777.8	2510.0	3.8720	1.2343	5.1064
19,000	361.47	0.001926	0.006677	1740.3	598.9	2339.2	1776.8	689.2	2466.0	3.9396	1.0860	5.0256
20,000	365.75	0.002038	0.005862	1785.8	509.0	2294.8	1826.6	585.5	2412.1	4.0146	0.9164	4.9310
21,000	369.83	0.002207	0.004994	1841.6	391.9	2233.5	1888.0	450.4	2338.4	4.1071	0.7005	4.8076
22,000	373.71	0.002703	0.003644	1951.7	140.8	2092.4	2011.1	161.5	2172.6	4.2942	0.2496	4.5439
22,064	373.95	0.003106	0.003106	2015.7	0	2015.7	2084.3	0	2084.3	4.4070	0	4.4070

Fuente:[5].

Propiedades del agua saturada

Temp., T °C	Presión de saturación, P _{sat} , kPa	Densidad, ρ kg/m ³		Entalpía de vaporización, h _{fg} , kJ/kg		Calor específico, c _p , J/kg · K		Conductividad térmica, k W/m · K		Viscosidad dinámica, μ kg/m · s		Número de Prandtl, Pr		Coeficiente de expansión volumétrica, β 1/K
		Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	
0.01	0.6113	999.8	0.0048	2 501	4 217	1 854	0.561	0.0171	1.792 × 10 ⁻³	0.922 × 10 ⁻⁵	13.5	1.00	-0.068 × 10 ⁻³	
5	0.8721	999.9	0.0068	2 490	4 205	1 857	0.571	0.0173	1.519 × 10 ⁻³	0.934 × 10 ⁻⁵	11.2	1.00	0.015 × 10 ⁻³	
10	1.2276	999.7	0.0094	2 478	4 194	1 862	0.580	0.0176	1.307 × 10 ⁻³	0.946 × 10 ⁻⁵	9.45	1.00	0.733 × 10 ⁻³	
15	1.7051	999.1	0.0128	2 466	4 185	1 863	0.589	0.0179	1.138 × 10 ⁻³	0.959 × 10 ⁻⁵	8.09	1.00	0.138 × 10 ⁻³	
20	2.339	998.0	0.0173	2 454	4 182	1 867	0.598	0.0182	1.002 × 10 ⁻³	0.973 × 10 ⁻⁵	7.01	1.00	0.195 × 10 ⁻³	
25	3.169	997.0	0.0231	2 442	4 180	1 870	0.607	0.0186	0.891 × 10 ⁻³	0.987 × 10 ⁻⁵	6.14	1.00	0.247 × 10 ⁻³	
30	4.246	996.0	0.0304	2 431	4 178	1 875	0.615	0.0189	0.798 × 10 ⁻³	1.001 × 10 ⁻⁵	5.42	1.00	0.294 × 10 ⁻³	
35	5.628	994.0	0.0397	2 419	4 178	1 880	0.623	0.0192	0.720 × 10 ⁻³	1.016 × 10 ⁻⁵	4.83	1.00	0.337 × 10 ⁻³	
40	7.384	992.1	0.0512	2 407	4 179	1 885	0.631	0.0196	0.653 × 10 ⁻³	1.031 × 10 ⁻⁵	4.32	1.00	0.377 × 10 ⁻³	
45	9.593	990.1	0.0655	2 395	4 180	1 892	0.637	0.0200	0.596 × 10 ⁻³	1.046 × 10 ⁻⁵	3.91	1.00	0.415 × 10 ⁻³	
50	12.35	988.1	0.0831	2 383	4 181	1 900	0.644	0.0204	0.547 × 10 ⁻³	1.062 × 10 ⁻⁵	3.55	1.00	0.451 × 10 ⁻³	
55	15.76	985.2	0.1045	2 371	4 183	1 908	0.649	0.0208	0.504 × 10 ⁻³	1.077 × 10 ⁻⁵	3.25	1.00	0.484 × 10 ⁻³	
60	19.94	983.3	0.1304	2 359	4 185	1 916	0.654	0.0212	0.467 × 10 ⁻³	1.093 × 10 ⁻⁵	2.99	1.00	0.517 × 10 ⁻³	
65	25.03	980.4	0.1614	2 346	4 187	1 926	0.659	0.0216	0.433 × 10 ⁻³	1.110 × 10 ⁻⁵	2.75	1.00	0.548 × 10 ⁻³	
70	31.19	977.5	0.1983	2 334	4 190	1 936	0.663	0.0221	0.404 × 10 ⁻³	1.126 × 10 ⁻⁵	2.55	1.00	0.578 × 10 ⁻³	
75	38.58	974.7	0.2421	2 321	4 193	1 948	0.667	0.0225	0.378 × 10 ⁻³	1.142 × 10 ⁻⁵	2.38	1.00	0.607 × 10 ⁻³	
80	47.39	971.8	0.2935	2 309	4 197	1 962	0.670	0.0230	0.355 × 10 ⁻³	1.159 × 10 ⁻⁵	2.22	1.00	0.653 × 10 ⁻³	
85	57.83	968.1	0.3536	2 296	4 201	1 977	0.673	0.0235	0.333 × 10 ⁻³	1.176 × 10 ⁻⁵	2.08	1.00	0.670 × 10 ⁻³	
90	70.14	965.3	0.4235	2 283	4 206	1 993	0.675	0.0240	0.315 × 10 ⁻³	1.193 × 10 ⁻⁵	1.96	1.00	0.702 × 10 ⁻³	
95	84.55	961.5	0.5045	2 270	4 212	2 010	0.677	0.0246	0.297 × 10 ⁻³	1.210 × 10 ⁻⁵	1.85	1.00	0.716 × 10 ⁻³	
100	101.33	957.9	0.5978	2 257	4 217	2 029	0.679	0.0251	0.282 × 10 ⁻³	1.227 × 10 ⁻⁵	1.75	1.00	0.750 × 10 ⁻³	
110	143.27	950.6	0.8263	2 230	4 229	2 071	0.682	0.0262	0.255 × 10 ⁻³	1.261 × 10 ⁻⁵	1.58	1.00	0.798 × 10 ⁻³	
120	198.53	943.4	1.121	2 203	4 244	2 120	0.683	0.0275	0.232 × 10 ⁻³	1.296 × 10 ⁻⁵	1.44	1.00	0.858 × 10 ⁻³	
130	270.1	934.6	1.496	2 174	4 263	2 177	0.684	0.0288	0.213 × 10 ⁻³	1.330 × 10 ⁻⁵	1.33	1.01	0.913 × 10 ⁻³	
140	361.3	921.7	1.965	2 145	4 286	2 244	0.683	0.0301	0.197 × 10 ⁻³	1.365 × 10 ⁻⁵	1.24	1.02	0.970 × 10 ⁻³	
150	475.8	916.6	2.546	2 114	4 311	2 314	0.682	0.0316	0.183 × 10 ⁻³	1.399 × 10 ⁻⁵	1.16	1.02	1.025 × 10 ⁻³	
160	617.8	907.4	3.256	2 083	4 340	2 420	0.680	0.0331	0.170 × 10 ⁻³	1.434 × 10 ⁻⁵	1.09	1.05	1.145 × 10 ⁻³	
170	791.7	897.7	4.119	2 050	4 370	2 490	0.677	0.0347	0.160 × 10 ⁻³	1.468 × 10 ⁻⁵	1.03	1.05	1.178 × 10 ⁻³	
180	1 002.1	887.3	5.153	2 015	4 410	2 590	0.673	0.0364	0.150 × 10 ⁻³	1.502 × 10 ⁻⁵	0.983	1.07	1.210 × 10 ⁻³	
190	1 254.4	876.4	6.388	1 979	4 460	2 710	0.669	0.0382	0.142 × 10 ⁻³	1.537 × 10 ⁻⁵	0.947	1.09	1.280 × 10 ⁻³	
200	1 553.8	864.3	7.852	1 941	4 500	2 840	0.663	0.0401	0.134 × 10 ⁻³	1.571 × 10 ⁻⁵	0.910	1.11	1.350 × 10 ⁻³	
220	2 318	840.3	11.60	1 859	4 610	3 110	0.650	0.0442	0.122 × 10 ⁻³	1.641 × 10 ⁻⁵	0.865	1.15	1.520 × 10 ⁻³	
240	3 344	813.7	16.73	1 767	4 760	3 520	0.632	0.0487	0.111 × 10 ⁻³	1.712 × 10 ⁻⁵	0.836	1.24	1.720 × 10 ⁻³	
260	4 688	783.7	23.69	1 663	4 970	4 070	0.609	0.0540	0.102 × 10 ⁻³	1.788 × 10 ⁻⁵	0.832	1.35	2.000 × 10 ⁻³	
280	6 412	750.8	33.15	1 544	5 280	4 835	0.581	0.0605	0.094 × 10 ⁻³	1.870 × 10 ⁻⁵	0.854	1.49	2.380 × 10 ⁻³	
300	8 581	713.8	46.15	1 405	5 750	5 980	0.548	0.0695	0.086 × 10 ⁻³	1.965 × 10 ⁻⁵	0.902	1.69	2.950 × 10 ⁻³	
320	11 274	667.1	64.57	1 239	6 540	7 900	0.509	0.0836	0.078 × 10 ⁻³	2.084 × 10 ⁻⁵	1.00	1.97	—	
340	14 586	610.5	92.62	1 028	8 240	11 870	0.469	0.110	0.070 × 10 ⁻³	2.255 × 10 ⁻⁵	1.23	2.43	—	
360	18 651	528.3	144.0	720	14 690	25 800	0.427	0.178	0.060 × 10 ⁻³	2.571 × 10 ⁻⁵	2.06	3.73	—	
374.14	22 090	317.0	317.0	0	—	—	—	—	0.043 × 10 ⁻³	4.313 × 10 ⁻⁵	—	—	—	

Fuente:[27].

- Propiedades de aire 1 atm

Temp., $T, ^\circ\text{C}$	Densidad, $\rho, \text{kg/m}^3$	Calor específico, $c_p, \text{J/kg} \cdot \text{K}$	Conductividad térmica, $k, \text{W/m} \cdot \text{K}$	Difusividad térmica, $\alpha, \text{m}^2/\text{s}^2$	Viscosidad dinámica, $\mu, \text{kg/m} \cdot \text{s}$	Viscosidad cinemática, $\nu, \text{m}^2/\text{s}$	Número de Prandtl, Pr
-150	2.866	983	0.01171	4.158×10^{-6}	8.636×10^{-6}	3.013×10^{-6}	0.7246
-100	2.038	966	0.01582	8.036×10^{-6}	1.189×10^{-6}	5.837×10^{-6}	0.7263
-50	1.582	999	0.01979	1.252×10^{-5}	1.474×10^{-5}	9.319×10^{-6}	0.7440
-40	1.514	1 002	0.02057	1.356×10^{-5}	1.527×10^{-5}	1.008×10^{-5}	0.7436
-30	1.451	1 004	0.02134	1.465×10^{-5}	1.579×10^{-5}	1.087×10^{-5}	0.7425
-20	1.394	1 005	0.02211	1.578×10^{-5}	1.630×10^{-5}	1.169×10^{-5}	0.7408
-10	1.341	1 006	0.02288	1.696×10^{-5}	1.680×10^{-5}	1.252×10^{-5}	0.7387
0	1.292	1 006	0.02364	1.818×10^{-5}	1.729×10^{-5}	1.338×10^{-5}	0.7362
5	1.269	1 006	0.02401	1.880×10^{-5}	1.754×10^{-5}	1.382×10^{-5}	0.7350
10	1.246	1 006	0.02439	1.944×10^{-5}	1.778×10^{-5}	1.426×10^{-5}	0.7336
15	1.225	1 007	0.02476	2.009×10^{-5}	1.802×10^{-5}	1.470×10^{-5}	0.7323
20	1.204	1 007	0.02514	2.074×10^{-5}	1.825×10^{-5}	1.516×10^{-5}	0.7309
25	1.184	1 007	0.02551	2.141×10^{-5}	1.849×10^{-5}	1.562×10^{-5}	0.7296
30	1.164	1 007	0.02588	2.208×10^{-5}	1.872×10^{-5}	1.608×10^{-5}	0.7282
35	1.145	1 007	0.02625	2.277×10^{-5}	1.895×10^{-5}	1.655×10^{-5}	0.7268
40	1.127	1 007	0.02662	2.346×10^{-5}	1.918×10^{-5}	1.702×10^{-5}	0.7255
45	1.109	1 007	0.02699	2.416×10^{-5}	1.941×10^{-5}	1.750×10^{-5}	0.7241
50	1.092	1 007	0.02735	2.487×10^{-5}	1.963×10^{-5}	1.798×10^{-5}	0.7228
60	1.059	1 007	0.02808	2.632×10^{-5}	2.008×10^{-5}	1.896×10^{-5}	0.7202
70	1.028	1 007	0.02881	2.780×10^{-5}	2.052×10^{-5}	1.995×10^{-5}	0.7177
80	0.9994	1 008	0.02953	2.931×10^{-5}	2.096×10^{-5}	2.097×10^{-5}	0.7154
90	0.9718	1 008	0.03024	3.086×10^{-5}	2.139×10^{-5}	2.201×10^{-5}	0.7132
100	0.9458	1 009	0.03095	3.243×10^{-5}	2.181×10^{-5}	2.306×10^{-5}	0.7111
120	0.8977	1 011	0.03235	3.565×10^{-5}	2.264×10^{-5}	2.522×10^{-5}	0.7073
140	0.8542	1 013	0.03374	3.898×10^{-5}	2.345×10^{-5}	2.745×10^{-5}	0.7041
160	0.8148	1 016	0.03511	4.241×10^{-5}	2.420×10^{-5}	2.975×10^{-5}	0.7014
180	0.7788	1 019	0.03646	4.593×10^{-5}	2.504×10^{-5}	3.212×10^{-5}	0.6992
200	0.7459	1 023	0.03779	4.954×10^{-5}	2.577×10^{-5}	3.455×10^{-5}	0.6974
250	0.6746	1 033	0.04104	5.890×10^{-5}	2.760×10^{-5}	4.091×10^{-5}	0.6946
300	0.6158	1 044	0.04418	6.871×10^{-5}	2.934×10^{-5}	4.765×10^{-5}	0.6935
350	0.5664	1 056	0.04721	7.892×10^{-5}	3.101×10^{-5}	5.475×10^{-5}	0.6937
400	0.5243	1 069	0.05015	8.951×10^{-5}	3.261×10^{-5}	6.219×10^{-5}	0.6948
450	0.4880	1 081	0.05298	1.004×10^{-4}	3.415×10^{-5}	6.997×10^{-5}	0.6965
500	0.4565	1 093	0.05572	1.117×10^{-4}	3.563×10^{-5}	7.806×10^{-5}	0.6986
600	0.4042	1 115	0.06093	1.352×10^{-4}	3.846×10^{-5}	9.515×10^{-5}	0.7037
700	0.3627	1 135	0.06581	1.598×10^{-4}	4.111×10^{-5}	1.133×10^{-4}	0.7092
800	0.3289	1 153	0.07037	1.855×10^{-4}	4.362×10^{-5}	1.326×10^{-4}	0.7149
900	0.3008	1 169	0.07465	2.122×10^{-4}	4.600×10^{-5}	1.529×10^{-4}	0.7206
1 000	0.2772	1 184	0.07868	2.398×10^{-4}	4.826×10^{-5}	1.741×10^{-4}	0.7260
1 500	0.1990	1 234	0.09599	3.908×10^{-4}	5.817×10^{-5}	2.922×10^{-4}	0.7478
2 000	0.1553	1 264	0.11113	5.664×10^{-4}	6.630×10^{-5}	4.270×10^{-4}	0.7539

Fuente: [27].

- Velocidad permisible de fluidos

Fluido	Tipo de Flujo	Velocidad	
		ft/s	m/s
Líquidos poco viscosos	Flujo por gravedad	0.5 – 1	0.15 – 0.30
	Entrada de bomba	1 – 3	0.3 – 0.9
	Salida de bomba	4 – 10	1.2 – 3
	Línea de Conducción	4 – 8	1.2 – 2.4
Líquidos viscosos	Entrada de bomba	0.2 – 0.5	0.06 – 0.15
	Salida de bomba	0.5 – 2	0.15 – 0.6
Vapor de Agua		30 – 50	9 – 15
Aire o gas		30 – 100	9 – 30

Fuente:[28].

- Factores de incrustación representativos.

Fluido	$R_f, m^2 \cdot ^\circ C/W$
Agua destilada, agua de mar, agua de río, agua de alimentación para calderas: Por debajo de 50°C	0.0001
Arriba de 50°C	0.0002
Combustóleo	0.0009
Vapor de agua (libre de aceite)	0.0001
Refrigerantes (líquido)	0.0002
Refrigerantes (vapor)	0.0004
Vapores de alcohol	0.0001
Aire	0.0004

Fuente:[27].

- Salinidad del agua

		PRESION [kg/cm ²]	SALINIDAD TOTAL EN CO ₃ Ca [mg/l]	SILICE EN SiO ₂ [mg/l]	SOLIDOS EN SUSPENSION [mg/l]	CLORUROS EN Cl [mg/l]
CALDERAS ACUOTUBULARES		0-20	3.500	100	300	2.000
		20-30	3.000	75	250	1.500
		30-40	2.500	50	150	1.000
		40-50	2.000	40	100	800
		50-60	1.500	30	60	650
		60-70	1.250	25	40	500
		70-100	1.000	15	20	350

		PRESION [kg/cm ²]	SALINIDAD TOTAL EN CO ₃ Ca [mg/l]	SILICE EN SiO ₂ [mg/l]	SOLIDOS EN SUSPENSION [mg/l]	CLORUROS EN Cl [mg/l]
CALDERAS		0-15	7.000	100	300	3.000
PIROTUBULARES		15-25	4.500	75	300	2.000

Fuente: [26].

- Diesel nro. 2

FÓRMULA QUÍMICA	C ₁₂ H ₂₆ a C ₂₀ H ₄₂
PROPIEDADES FÍSICO QUÍMICAS	
Estado físico:	Líquido a temperatura ambiente
Aspecto:	Aceitoso
Color:	Amarillo
Olor:	Característico
Densidad:	832 kg/m ³
Poder calorífico inferior:	43.10 MJ/kg
RIESGO DE FUEGO Y EXPLOSIÓN	
Punto de inflamación:	60 °C
Temperatura de autoignición:	240 °C
Límite superior de inflamabilidad:	5%
Límite inferior de inflamabilidad:	0.7%
Medios de extinción recomendados:	Espuma, polvo químico seco, CO ₂ , agua pulverizada o nebulizada
NFPA:	Salud 1; Inflamabilidad 1; Reactividad 0

Fuente: [25].

ANEXO B (PROPIEDADES DE MATERIALES)

- Tubería de Acero Cédula 80

2 Cédula 80.

Tamaño nom. de tubería	Diámetro exterior		Espesor de pared		Diámetro interior			Flujo de área	
	(pulg.)	(mm)	(pulg.)	(mm)	(pulg.)	(pies)	(mm)	(pies ²)	(m ²)
1/8	0.405	10.3	0.095	2.41	0.215	0.017 92	5.5	0.000 253	2.350 × 10 ⁻⁵
1/4	0.540	13.7	0.119	3.02	0.302	0.025 17	7.7	0.000 497	4.617 × 10 ⁻⁵
3/8	0.675	17.1	0.126	3.20	0.423	0.035 25	10.7	0.000 976	9.067 × 10 ⁻⁵
1/2	0.840	21.3	0.147	3.73	0.546	0.045 50	13.9	0.001 625	1.510 × 10 ⁻⁴
3/4	1.050	26.7	0.154	3.91	0.742	0.061 83	18.8	0.003 00	2.787 × 10 ⁻⁴
1	1.315	33.4	0.179	4.55	0.957	0.079 75	24.3	0.004 99	4.636 × 10 ⁻⁴
1 1/4	1.660	42.2	0.191	4.85	1.278	0.106 5	32.5	0.008 91	8.278 × 10 ⁻⁴
1 1/2	1.900	48.3	0.200	5.08	1.500	0.125 0	38.1	0.012 27	1.140 × 10 ⁻³
2	2.375	60.3	0.218	5.54	1.939	0.161 6	49.3	0.020 51	1.905 × 10 ⁻³
2 1/2	2.875	73.0	0.276	7.01	2.323	0.193 6	59.0	0.029 44	2.735 × 10 ⁻³
3	3.500	88.9	0.300	7.62	2.900	0.241 7	73.7	0.045 90	4.264 × 10 ⁻³
3 1/2	4.000	101.6	0.318	8.08	3.364	0.280 3	85.4	0.061 74	5.736 × 10 ⁻³
4	4.500	114.3	0.337	8.56	3.826	0.318 8	97.2	0.079 86	7.419 × 10 ⁻³
5	5.563	141.3	0.375	9.53	4.813	0.401 1	122.3	0.126 3	1.173 × 10 ⁻²
6	6.625	168.3	0.432	10.97	5.761	0.480 1	146.3	0.181 0	1.682 × 10 ⁻²
8	8.625	219.1	0.500	12.70	7.625	0.635 4	193.7	0.317 4	2.949 × 10 ⁻²
10	10.750	273.1	0.593	15.06	9.564	0.797 0	242.9	0.498 6	4.632 × 10 ⁻²
12	12.750	323.9	0.687	17.45	11.376	0.948 0	289.0	0.705 6	6.555 × 10 ⁻²
14	14.000	355.6	0.750	19.05	12.500	1.042	317.5	0.852 1	7.916 × 10 ⁻²
16	16.000	406.4	0.842	21.39	14.314	1.193	363.6	1.117	0.1038
18	18.000	457.2	0.937	23.80	16.126	1.344	409.6	1.418	0.1317
20	20.000	508.0	1.031	26.19	17.938	1.495	455.6	1.755	0.1630
24	24.000	609.6	1.218	30.94	21.564	1.797	547.7	2.535	0.2344

- Tubería de cobre tipo K

Tamaño nominal	Diámetro exterior		Espesor de pared		Diámetro interior			Flujo de área	
	(pulg.)	(mm)	(pulg.)	(mm)	(pulg.)	(pies)	(mm)	(pies ²)	(m ²)
1/8	0.250	6.35	0.035	0.889	0.180	0.0150	4.572	1.767 × 10 ⁻⁴	1.642 × 10 ⁻⁵
1/4	0.375	9.53	0.049	1.245	0.277	0.0231	7.036	4.185 × 10 ⁻⁴	3.888 × 10 ⁻⁵
3/8	0.500	12.70	0.049	1.245	0.402	0.0335	10.21	8.814 × 10 ⁻⁴	8.189 × 10 ⁻⁵
1/2	0.625	15.88	0.049	1.245	0.527	0.0439	13.39	1.515 × 10 ⁻³	1.407 × 10 ⁻⁴
3/4	0.750	19.05	0.049	1.245	0.652	0.0543	16.56	2.319 × 10 ⁻³	2.154 × 10 ⁻⁴
1	0.875	22.23	0.065	1.651	0.745	0.0621	18.92	3.027 × 10 ⁻³	2.812 × 10 ⁻⁴
1 1/4	1.125	28.58	0.065	1.651	0.995	0.0829	25.27	5.400 × 10 ⁻³	5.017 × 10 ⁻⁴
1 1/2	1.375	34.93	0.065	1.651	1.245	0.1037	31.62	8.454 × 10 ⁻³	7.854 × 10 ⁻⁴
2	1.625	41.28	0.072	1.829	1.481	0.1234	37.62	1.196 × 10 ⁻²	1.111 × 10 ⁻³
2 1/2	2.125	53.98	0.083	2.108	1.959	0.1632	49.76	2.093 × 10 ⁻²	1.945 × 10 ⁻³
3	2.625	66.68	0.095	2.413	2.435	0.2029	61.85	3.234 × 10 ⁻²	3.004 × 10 ⁻³
3 1/2	3.125	79.38	0.109	2.769	2.907	0.2423	73.84	4.609 × 10 ⁻²	4.282 × 10 ⁻³
4	3.625	92.08	0.120	3.048	3.385	0.2821	85.98	6.249 × 10 ⁻²	5.806 × 10 ⁻³
5	4.125	104.8	0.134	3.404	3.857	0.3214	97.97	8.114 × 10 ⁻²	7.538 × 10 ⁻³
6	5.125	130.2	0.160	4.064	4.805	0.4004	122.0	1.259 × 10 ⁻¹	1.170 × 10 ⁻²
8	6.125	155.6	0.192	4.877	5.741	0.4784	145.8	1.798 × 10 ⁻¹	1.670 × 10 ⁻²
10	8.125	206.4	0.271	6.883	7.583	0.6319	192.6	3.136 × 10 ⁻¹	2.914 × 10 ⁻²
12	10.125	257.2	0.338	8.585	9.449	0.7874	240.0	4.870 × 10 ⁻¹	4.524 × 10 ⁻²
14	12.125	308.0	0.405	10.287	11.315	0.9429	287.4	6.983 × 10 ⁻¹	6.487 × 10 ⁻²

Fuente: [24].

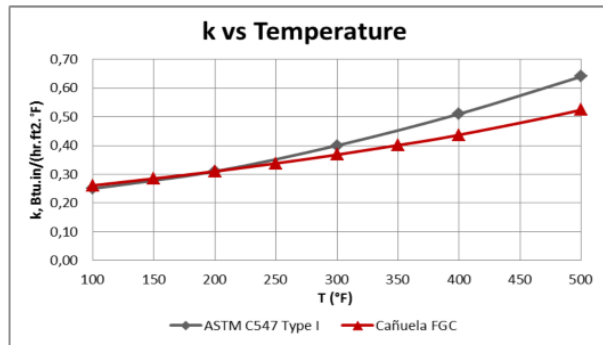
- Composición química de tubería de acero

Standard and Grade	Chemical Composition (%)									
	C	Mn	P	S	Si	Cr	Cu	Ni	Mo	V
ASTM A106 Grade B	0.30 Mx.	0.29-1.06	0.035 Mx.	0.035 Mx.	0.10 Min.	0.40 Mx.	0.40 Mx.	0.40 Mx.	0.15 Mx.	0.08 Mx.
ASTM A53 Grade B	0.30 Mx.	1.2 Mx.	0.050 Mx.	0.045 Mx.	-	0.40 Mx.	0.40 Mx.	0.40 Mx.	0.15 Mx.	0.08 Mx.
APL 5L Grade B PSL1	0.28 Mx.	1.2 Mx.	0.030 Mx.	0.030 Mx.	-	-	-	-	-	-

Fuente: Octalacero, *ASTM A53 Data*.

- Aislante de fibra de vidrio

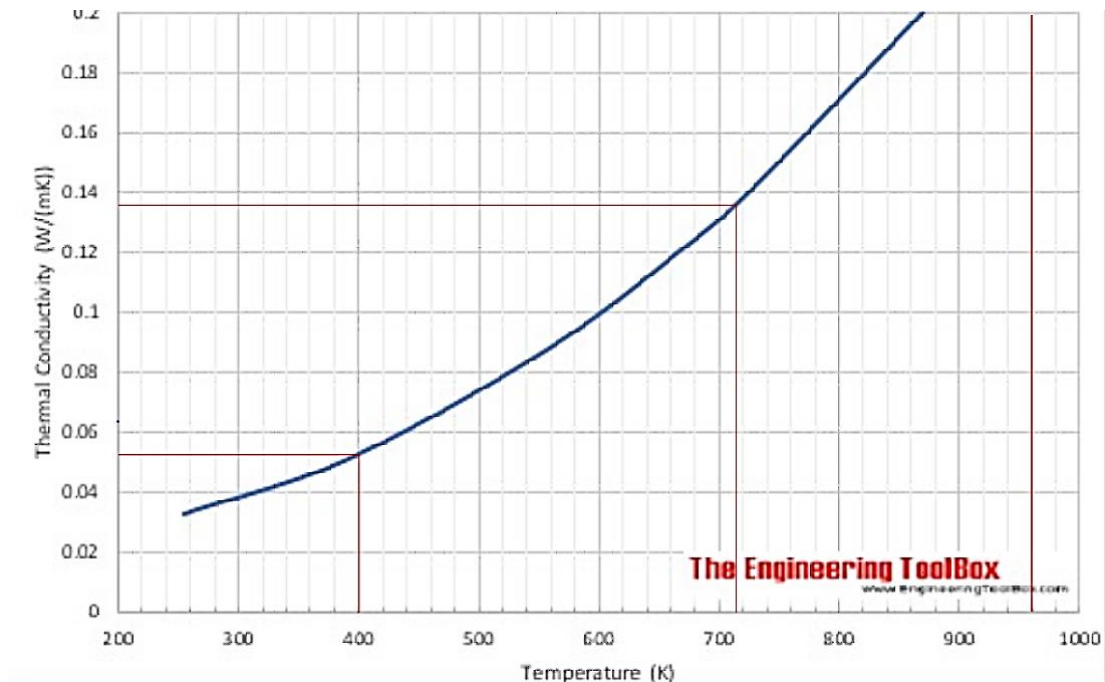
Diámetro Nominal de la tubería	Temperatura de servicio							
	Hasta 150°F (65°C)	Hasta 250°F (121°C)	Hasta 350°F (177°C)	Hasta 450°F (232°C)	Hasta 550°F (288°C)	Hasta 650°F (343°C)	Hasta 750°F (399°C)	Hasta 850°F (454°C)
Espesores de aislamiento recomendados (in)								
½	1	1	1.5	1.5	1.5	2	2.5	2.5
¾	1	1.5	1.5	2	2	2.5	2.5	3
1	1	1.5	1.5	2	2	2.5	2.5	3
1 ¼	1	1.5	1.5	2	2	2.5	3	3.5
1 ½	1	1.5	2	2	2.5	2.5	3	3.5
2	1	2	2	2.5	2.5	3	3.5	4
2 ½	1	2	2.5	2.5	2.5	3	3.5	4
3	1.5	2	2.5	2.5	3	3.5	4	4.5
3 ½	1.5	2	2.5	2.5	3	3.5	4	4.5
4	1.5	2	2.5	3	3	3.5	4	4.5
5	1.5	2	2.5	3	3	4	4.5	5
6	1.5	2.5	3	3	3.5	4	4.5	5
8	1.5	2.5	3	3	3.5	4	5	5.5
10	1.5	2.5	3	3	3.5	4.5	5	6
12	1.5	2.5	3.5	3.5	4	4.5	5.5	6



TEMPERATURA		CONDUCTIVIDAD TÉRMICA ASTM C335	
°F	°C	BTU.in/hr.ft².°F	W/m.°C
100	36.11	0.261	0.038
150	63.89	0.285	0.040
200	91.67	0.310	0.045
250	119.44	0.338	0.049
300	147.22	0.368	0.053
350	175.0	0.401	0.058
400	202.78	0.437	0.063
500	258.33	0.524	0.076
600	313.89	0.632	0.091

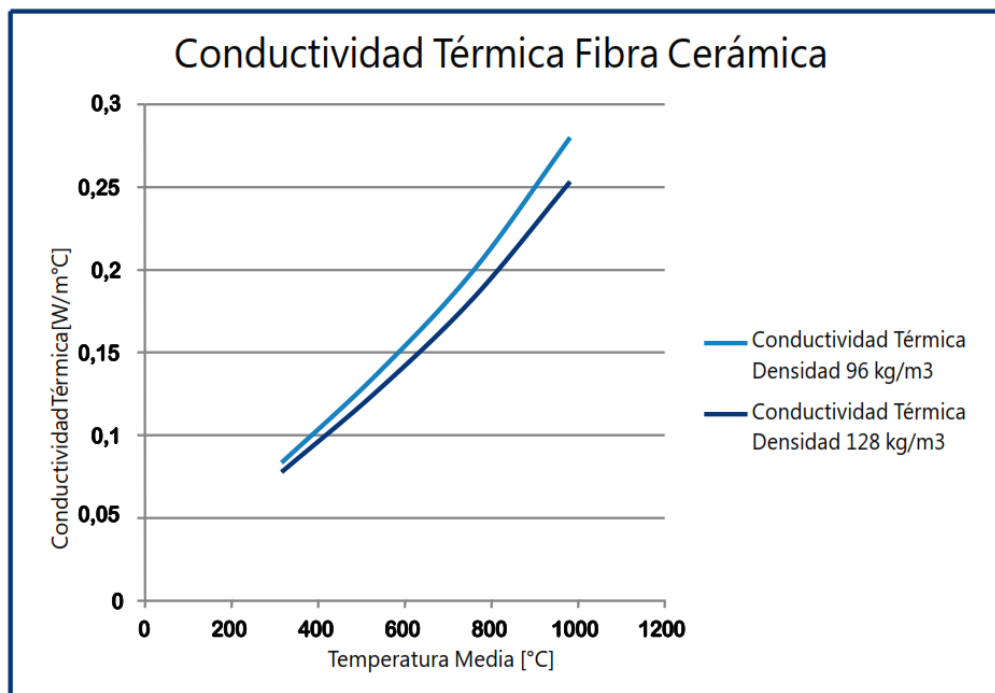
Fuente: Isover, *Fiberglass – Propiedades térmicas*.

- Mineral Wool



Fuente: Engineering Toolbox, *Mineral Wool Curve*.

- Fibra cerámica



Fuente: Patsa, *Fibra cerámica*.

- Foil de aluminio

CARACTERISTICAS	FOIL -BURBUJA DE AIRE- FOIL	TIPO DE ENSAYO
ESPESOR	0,03 m	SIMELA
PESO	5 g/m	SIMELA
GRADO DE FUEGO	CLASE A / 1 RAD	ASTM E 162
GAMA DE TEMPERATURAS	-6° c - 100° c	ASTM C 976
EMISIVIDAD	0,03 - 0,04	IRAM 11601 - ASTM C 1371
REFLECTIVIDAD	0,96 - 0,97	ASTM C 727
FUERZA EXTENSIBLE	9,58 Kg/cm	
CONTRACCION	NO POSEE	
FLEXIBILIDAD	SI	
PROTECCION	100% IMPERMEABLE	ASTM E - 96
MICROORGANISMOS	NO GENERA / NO TOXICO	
CORROSION	NO GENERA	ASTM O 3310

Fuente: Thermo-foil, *Propiedades de foil de aluminio.*

- Rugosidad de diferentes materiales

Material	Rugosidad ϵ (m)	Rugosidad ϵ (pie)
Vidrio	Liso	Liso
Plástico	3.0×10^{-7}	1.0×10^{-6}
Tubo extruido; cobre, latón y acero	1.5×10^{-6}	5.0×10^{-6}
Acero, comercial o soldado	4.6×10^{-5}	1.5×10^{-4}
Hierro galvanizado	1.5×10^{-4}	5.0×10^{-4}
Hierro dúctil, recubierto	1.2×10^{-4}	4.0×10^{-4}
Hierro dúctil, no recubierto	2.4×10^{-4}	8.0×10^{-4}
Concreto, bien fabricado	1.2×10^{-4}	4.0×10^{-4}
Acero remachado	1.8×10^{-3}	6.0×10^{-3}

Fuente: [24].

- Emisividad de diferentes materiales

<i>SUPERFICIE MEDIDA</i>		<i>EMISIVIDAD</i>
<i>Hierro</i>	<i>Forjado</i>	<i>0.9</i>
	<i>Oxidado</i>	<i>0.6-0.95</i>
	<i>Corroído</i>	<i>0.5-0.7</i>
<i>Acero</i>		<i>0.7-0.9</i>

Fuente: STINK, *Pirómetro parámetros técnicos.*

- Precio de combustibles



**PRECIOS DE VENTA EN TERMINAL PARA LAS COMERCIALIZADORAS
CALIFICADAS Y AUTORIZADAS A NIVEL NACIONAL**

PERIODO DE VIGENCIA: DEL 12 DE MARZO DE 2022 AL 11 DE ABRIL DE 2022

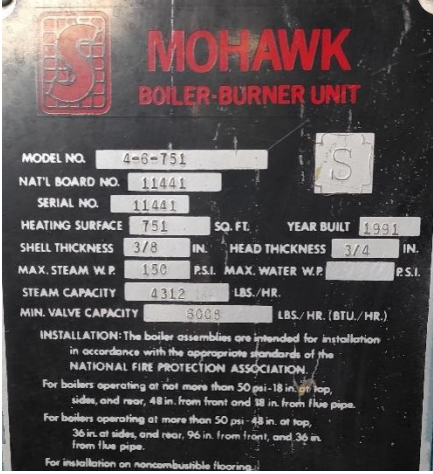
DECRETOS EJECUTIVOS No. 338, 799, 352, 619, 724, 894, 1158 y 1222

PRODUCTO	Unidad de medida	PRECIO EN TERMINAL (Incluye el 12% del I.V.A.) Expresado en US\$
SECTOR PETROLERO MINERO		
ABSORVER PETROLERO	Galones	\$ 3,327766
DIESEL 1 PETROLERO	Galones	\$ 3,327766
DIESEL 2 PETROLERO	Galones	\$ 3,327766
DIESEL PREMIUM PETROLERO	Galones	\$ 3,485742
FUEL OIL PETROLERO	Galones	\$ 1,440050
GASOLINA EXTRA PETROLERO	Galones	\$ 3,228193
EXTRA CON ETANOL PETROLERO	Galones	\$ 3,228193
GASOLINA SUPER PETROLERO	Galones	\$ 3,363321
SECTOR INDUSTRIAL		
DIESEL 1 INDUSTRIAL	Galones	\$ 3,327766
DIESEL 2 INDUSTRIAL	Galones	\$ 3,327766
DIESEL PREMIUM INDUSTRIAL	Galones	\$ 3,485742
EXTRA INDUSTRIAL	Galones	\$ 3,228193
EXTRA CON ETANOL INDUSTRIAL	Galones	\$ 3,228193
SUPER INDUSTRIAL	Galones	\$ 3,363321
FUEL OIL No. 6 INDUSTRIAL	Galones	\$ 1,619322
FUEL OIL LIVIANO	Galones	\$ 1,440050
GAS LICUADO DE PETROLEO (GLP) INDUSTRIAL	Kilogramos	\$ 1,082279
RESIDUO CEMENTERO	Galones	\$ 1,161815
RESIDUO INDUSTRIAL	Galones	\$ 1,161815
MINERAL TURPENTINE	Galones	\$ 2,563451
RUBBER SOLVENT	Galones	\$ 2,554521
CEMENTOS ASFALTICOS NO OBRA PUBLICA	Kilogramos	\$ 0,539952
ASFALTOS INDUSTRIALES NO OBRA PUBLICA	Kilogramos	\$ 0,539952
CEMENTOS ASFALTICOS OBRA PUBLICA	Kilogramos	\$ 0,298480
ASFALTOS INDUSTRIALES OBRA PUBLICA	Kilogramos	\$ 0,298480

Fuente: Petroecuador, *Precios de venta de combustibles marzo-abril 2022.*

ANEXO C (PROPIEDADES DE EQUIPOS)

- Caldera



MOHAWK BOILER-BURNER UNIT

MODEL NO. 4-6-751

NAT'L BOARD NO. 11441

SERIAL NO. 11441

HEATING SURFACE 751 SQ. FT. YEAR BUILT 1991

SHELL THICKNESS 3/8 IN. HEAD THICKNESS 3/4 IN.

MAX. STEAM W.P. 150 P.S.I. MAX. WATER W.P. P.S.I.

STEAM CAPACITY 4312 LBS./HR.

MIN. VALVE CAPACITY 3008 LBS./HR. (BTU./HR.)

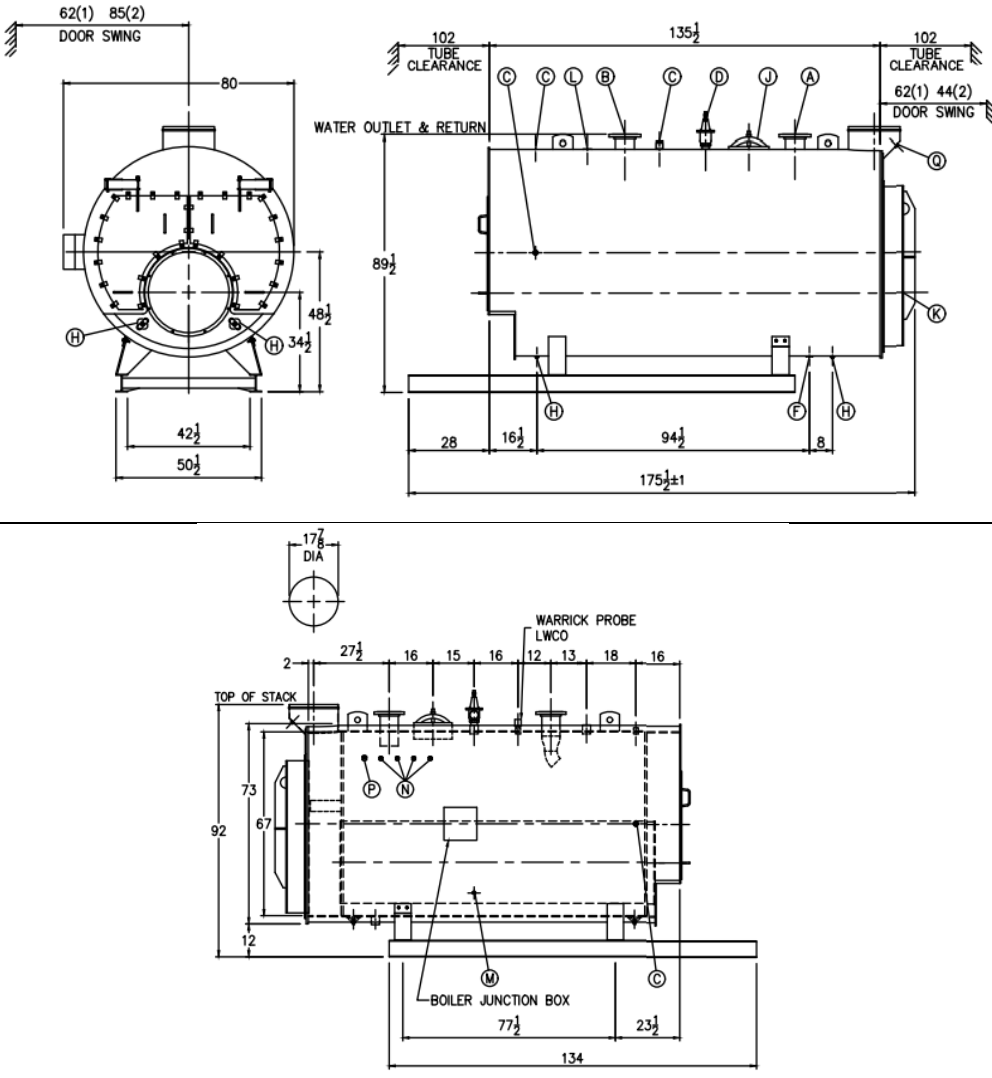
INSTALLATION: The boiler assemblies are intended for installation in accordance with the appropriate standards of the NATIONAL FIRE PROTECTION ASSOCIATION.

For boilers operating at not more than 50 psi: 18 in. at top, sides, and rear, 48 in. from front and 18 in. from flue pipe.

For boilers operating at more than 50 psi: 48 in. at top, 36 in. at sides, and rear, 96 in. from front, and 36 in. from flue pipe.

For installation on noncombustible floorings.

BOILER CONNECTIONS		RATINGS & CAPACITIES	
A.(1) WATER OUTLET	6" 150# FLANGE	HORSEPOWER	125
B.(1) WATER RETURN	6" 150# FLANGE	DESIGN PRESSURE	30 PSIG WATER
C.(4) LWCO	1" NPT	DESIGN TEMPERATURE	250F
D.(1) SAFETY VALVE	2" NPT	GROSS OUTPUT	4184 MBH
E.() SAFETY VALVE		HEAT RELEASE: (FURNACE ONLY)	122423 BTU/CuFt
F.(1) BOILER DRAIN	2" NPT	RATED INPUT	5230 MBH
G.() WATER CIRCULATION		HEATING SURFACE (ASME)	635 SqFt
H.(4) HANDHOLE	3" x 4"	FURNACE HEATING SURFACE	69.45 SqFt
J.(1) MANWAY	12" x 16"	FURNACE VOLUME:	
K.(1) CLEANOUT PORT	15" ID	FURNACE ONLY	42.72 CuFt
L.(1) AIR VENT	2" NPT	WATER CAPACITY:	
M.(1) LOW FIRE HOLD	1/2" NPT	(FULL)	1117 GAL ● 9291 LBS
N.(4) AQUASTAT	1/2" NPT	SHIPPING WEIGHT:	11,700 LBS
P.(1) AQUASTAT	3/4" NPT		
Q.(1) STACK TEMP	1/2" NPT		
R.()			
S.()			



Front View Dimensions: 62(1) 85(2) DOOR SWING, 80, 48 1/2, 34 1/2, 42 1/2, 50 1/2

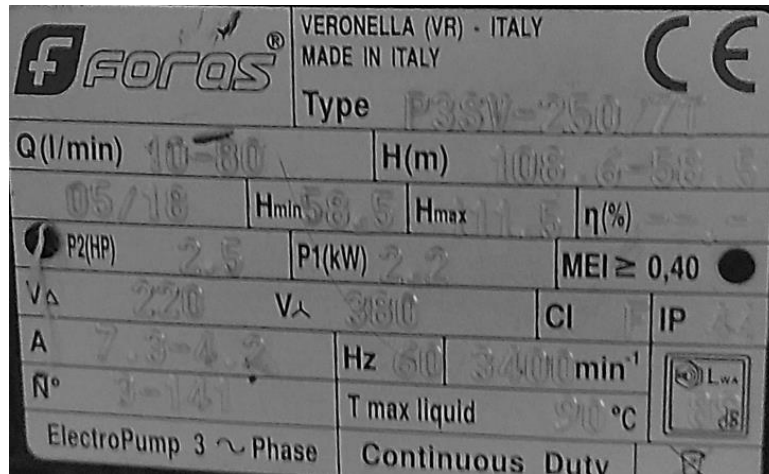
Side View Dimensions: 102 TUBE CLEARANCE, 135 1/2, 89 1/2, 28, 16 1/2, 94 1/2, 175 1/2 ± 1, 102 TUBE CLEARANCE, 62(1) 44(2) DOOR SWING

Top View Dimensions: 17 7/8 DIA, 2, 27 1/2, 16, 15, 16, 12, 13, 18, 16, 73, 92, 12, 77 1/2, 23 1/2, 134

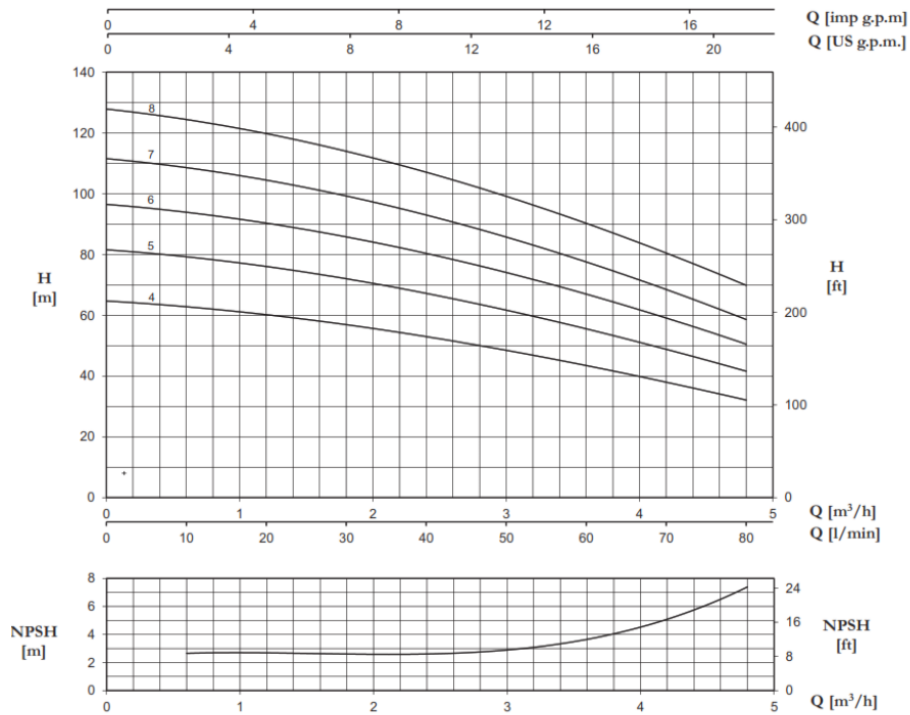
Labels: WATER OUTLET & RETURN, WARRICK PROBE LWCO, BOILER JUNCTION BOX

Fuente: [23].

- Bomba de alimentación



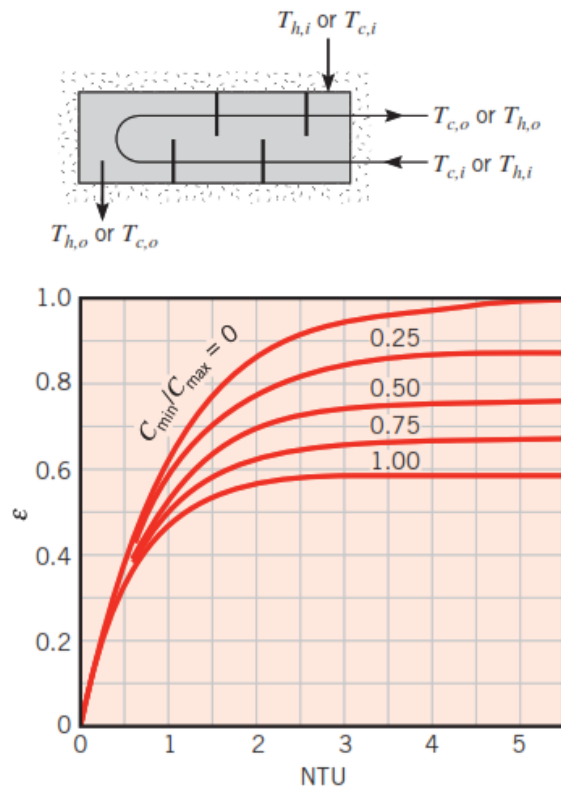
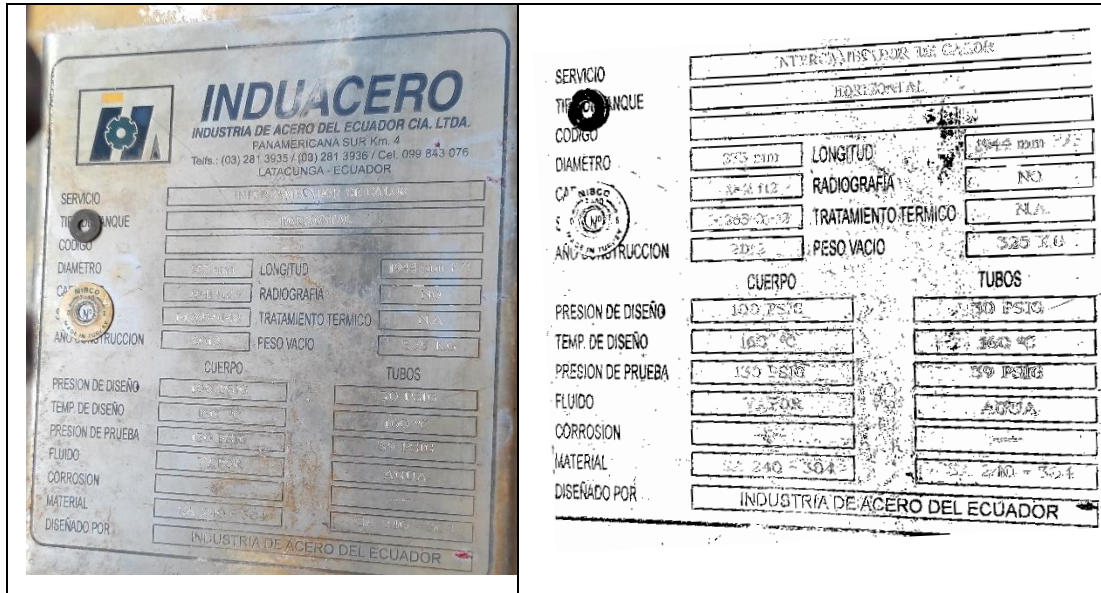
3 SV/SL/SLX



PLUS 3... SV/SL/SLX		P2		P1 (kW)		AMPERE		Q (m³/h - l/min)											
1~	3~	(HP)	(kW)	1~	3~	1~	3~	0	0,6	1,2	1,8	2,4	3	3,6	4,2	4,8			
								0	10	20	30	40	50	60	70	80			
						1x220 V 60 Hz		3x380 V 60 Hz		H (m)									
P 3...-120/4	P 3...-120/4T	1,2	0,9	1,3	1,3	6,2	2,6	64,6	62,9	60,3	56,9	52,7	48,6	43,2	38,4	31,9			
P 3...-150/5	P 3...-150/5T	1,5	1,1	1,6	1,6	7,5	3	81,5	79,3	76,1	71,8	67,4	61,5	55,7	48,7	41,6			
P 3...-200/6	P 3...-200/6T	2	1,5	2	1,9	9,6	3,6	96,4	94	90,4	85,7	80,3	73,9	67,1	59,2	50,4			
P 3...-250/7	P 3...-250/7T	2,5	1,8	2,4	2,2	11,4	4,2	111,5	108,6	104,5	99,2	93	85,7	77,4	68,7	58,5			
P 3...-300/8	P 3...-300/8T	3	2,2	2,9	2,5	13,2	5	127,7	124,7	119,7	113,9	107	99	90,3	80,7	69,7			

Fuente:[22].

- Intercambiador de calor



Fuente:[6].

ANEXO D (NORMATIVA)

- Metodología ISO 50001

Generalidades

La organización debe llevar a cabo y documentar un proceso de planificación energética. La planificación energética debe ser coherente con la política energética y debe conducir a actividades que mejoren de forma continua el desempeño energético.

La planificación energética debe incluir una revisión de las actividades de la organización que puedan afectar al desempeño energético.

NOTA 1 En la Figura A.2 se muestra un diagrama conceptual que ilustra una planificación energética.

NOTA 2 En otras normas regionales o nacionales, conceptos tales como la identificación y revisión de los aspectos energéticos o el concepto de perfil energético, están incluidos en el concepto de revisión energética.

Requisitos legales y otros requisitos

La organización debe identificar, implementar y tener acceso a los requisitos legales aplicables y otros requisitos que la organización suscriba relacionados con su uso y consumo de la energía, y su eficiencia energética.

La organización debe determinar cómo se aplican estos requisitos a su uso y consumo de la energía, y a su eficiencia energética, y debe asegurar que estos requisitos legales y otros requisitos que la organización suscriba se tengan en cuenta al establecer, implementar y mantener el SGEN.

Los requisitos legales y otros requisitos deben revisarse a intervalos definidos.

Revisión energética

La organización debe desarrollar, registrar y mantener una revisión energética. La metodología y el criterio utilizados para desarrollar la revisión energética deben estar documentados. Para desarrollar la revisión energética, la organización debe:

— analizar el uso y el consumo de la energía basándose en mediciones y otro tipo de datos, es decir:

- identificar las fuentes de energía actuales;
- evaluar el uso y consumo pasados y presentes de la energía;

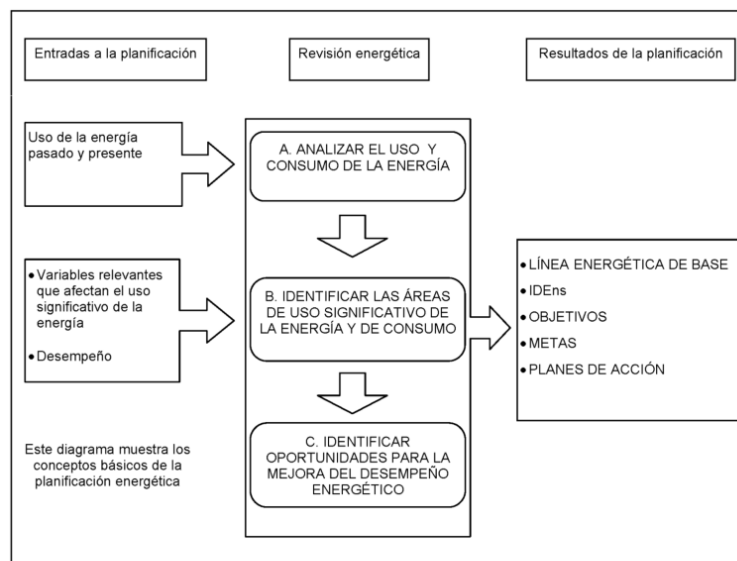
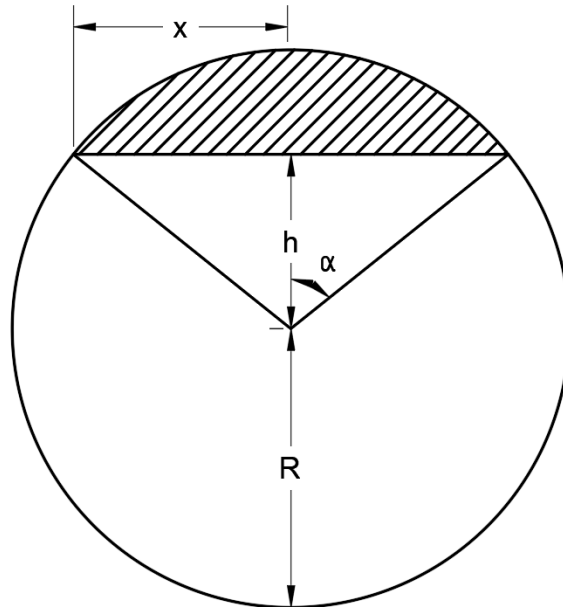


Figura A.2 — Diagrama conceptual del proceso de planificación energética

ANEXO E (CÁLCULOS ADICIONALES)

- Área de parte trasera de caldera



Ángulo

$$\cos \alpha = \frac{h}{R}$$

$$\alpha = \arccos\left(\frac{h}{R}\right)$$

Distancia x

$$x = \sqrt{R^2 - h^2}$$

Área de puerta trasera

$$A = A_{\text{circulo}} - (A_{\text{seccion circular}} - A_{\text{triangulo}})$$

$$A = \pi R^2 - \left(\frac{2\alpha R^2}{2} - \frac{2xh}{2}\right)$$

$$A = \pi R^2 - \alpha R^2 + xh$$

- Tiempos de funcionamiento de caldera

Medición	Tiempo [minutos]
1	20
2	22
3	23
4	20
5	21
6	22

- Volumen de consumo diario en el mes de abril 2022

Medición	Fecha	Valor [Galones]
1	04/04/2022	150
2	05/04/2022	140
3	06/04/2022	150
4	07/04/2022	155
5	08/04/2022	150

- Precio de kilovatio hora

Funcionamiento de aspiradora.

	Cantidad	Unidad
Potencia	1	kW
Costo kW-h	0.09189	USD/kWh
Costo por hora	0.09189	USD/h

Funcionamiento de taladro

	Cantidad	Unidad
Potencia	0.8	kW
Costo kW-h	0.09189	USD/kWh
Costo por hora	0.073512	USD/h

- Capturas Retscreen

Parámetros de ubicación

RETScreen Expert

Archivo Ubicación Instalación Energía Costo Emisión Finanzas Riesgo Datos Analítica Informe Personaliza Idioma Compartir Suscribirse

Paso 1 - Condiciones de referencia del sitio

Ubicación de datos meteorológicos: Ecuador - Ambato Ubicación de la instalación: Ecuador - Tungurahua - Ambato

Legenda

- Ubicación de la instalación
- Ubicación de datos meteorológicos

Latitud: -1.2 Fuente: NASA

Longitud: -78.6 Fuente: NASA - Mapa

Zona climática: 4A - Mlto - Húmedo Fuente: NASA

Elevación: 2981 m Fuente: NASA

Temperatura de diseño de la calefacción: 11.0 °C Fuente: NASA

Temperatura de diseño del aire acondicionado: 21.9 °C Fuente: NASA

Amplitud de la temperatura del suelo: 11.1 °C Fuente: NASA

Mes	Temperatura del aire °C	Humedad relativa %	Precipitación mm	Radiación solar diaria - horizontal kWh/m ² /d	Presión atmosférica kPa	Velocidad del Viento m/s	Temperatura del suelo °C	Grados-días de calefacción 18 °C °C-d	Grados-días de refrigeración 10 °C °C-d
Enero	11.4	84.9%	134.23	4.39	71.5	1.9	13.0	205	43

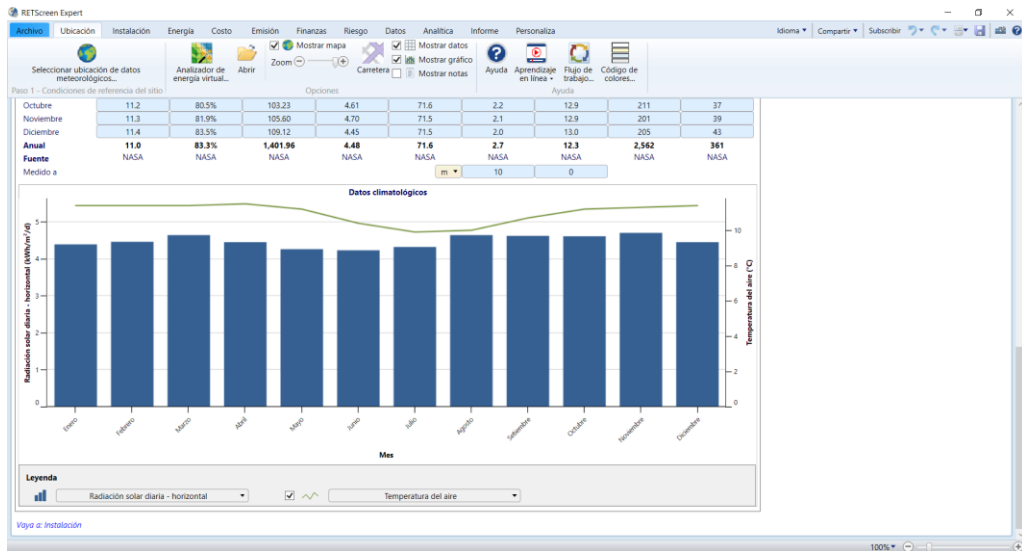
RETScreen Expert

Archivo Ubicación Instalación Energía Costo Emisión Finanzas Riesgo Datos Analítica Informe Personaliza Idioma Compartir Suscribirse

Paso 1 - Condiciones de referencia del sitio

Mes	Temperatura del aire °C	Humedad relativa %	Precipitación mm	Radiación solar diaria - horizontal kWh/m ² /d	Presión atmosférica kPa	Velocidad del Viento m/s	Temperatura del suelo °C	Grados-días de calefacción 18 °C °C-d	Grados-días de refrigeración 10 °C °C-d
Enero	11.4	84.9%	134.23	4.39	71.5	1.9	13.0	205	43
Febrero	11.4	86.3%	157.92	4.46	71.6	1.9	12.9	185	39
Marzo	11.4	86.6%	172.36	4.64	71.6	2.0	12.8	205	43
Abril	11.5	86.6%	174.30	4.45	71.6	2.0	12.8	195	45
Mayo	11.2	85.6%	130.57	4.26	71.6	2.6	12.3	211	37
Junio	10.4	84.0%	99.00	4.23	71.6	3.7	11.3	228	12
Julio	9.9	81.9%	75.95	4.32	71.6	4.2	10.9	251	0
Agosto	10.0	79.3%	63.24	4.64	71.6	4.2	11.2	248	0
Septiembre	10.7	78.5%	76.50	4.62	71.6	3.1	12.2	219	21
Octubre	11.2	80.3%	103.23	4.61	71.6	2.2	12.9	211	37
Noviembre	11.3	81.9%	105.60	4.70	71.5	2.1	12.9	201	39
Diciembre	11.4	83.3%	109.12	4.45	71.5	2.0	13.0	205	43
Anual	11.0	83.3%	1,401.96	4.48	71.6	2.7	12.3	2,562	361
Fuente	NASA	NASA	NASA	NASA	NASA	NASA	NASA	NASA	NASA
Medido a					m - 10	g			

Datos climatológicos



Datos de instalación

RETScreen - Instalación

Información de la instalación

Tipo de instalación: Medida individual

Tipo: Caldera

Descripción: Caldera de Sala de Máquinas del Hospital General Ambato IESS

Preparado para: Personal de Mantenimiento del Hospital General Ambato

Preparado por: Jairo Salazar

Nombre de la instalación: Sala de Máquinas del Hospital General Ambato

Dirección: Av. Rodrigo Pichano y Eduardo Mera

Ciudad/Municipalidad: Ambato

Provin./Estado: Tungurahua

País: Ecuador

Suscriptor: Visualización

Imagen satelital de la instalación.

[Vaya a: Demanda de energía](#)

Combustibles del estudio

RETScreen - Modelo de Energía

Medida individual - Caldera de Sala de Máquinas del Hospital General Ambato IESS - Caldera

Combustibles y horarios

- Electricidad y combustibles
- Horarios

Equipo

- Calentamiento
 - Caldera - Eléctrico
 - Agua caliente doméstica - Demanda de electricidad
 - Agua caliente doméstica - Gas natural
- Enfriamiento
- Accondicionamiento de aire

Uso final

- Envolvente del edificio
 - Oficina
 - Laboratorio
 - Techo
- Ventilación
 - Oficina - M3
 - Oficina - M30
 - Laboratorio - M2
 - ...

Optimizar suministrador

- Calentamiento
 - Calentador solar de agua - Agua caliente doméstica
 - Calentador solar de agua - Agua caliente doméstica
- Electricidad
 - Fotovoltaico - 40 kW

Resumen

Combustibles

Tipo de combustible: Petróleo Diesel (#2) - gal

Precio del combustible - unidad: \$/gal

Precio del combustible: 3.33

Poder calorífico y precio del combustible

Poder calorífico - unidad: MJ/kg

Poder calorífico: 42.7

Precio del combustible - unidad: \$/kWh

Precio del combustible: 0.09

Electricidad

Tipo: Tarifa de electricidad - anual

Descripción: Electricidad - kWh

Tarifa - unidad: \$/kWh

Tarifa - anual: 0.9189

Caso base y caso propuesto

RETScreen - Modelo de Energía

Medida individual - Caldera de Sala de Máquinas del Hospital General Ambato IESS - Caldera

Suscriptor: Visualización

Compartir y horarios

Equipo

Uso final

Optimizar suministro

Sistema de producción de calor

Descripción: Caldera Nro 3 - 125 BHP

Nota:

Aprendizaje en línea

	Caso base	Caso propuesto
Tipo de combustible	Petróleo Diesel (#2) - gal	Petróleo Diesel (#2) - gal
Precio del combustible	\$/gal 3.33	\$/gal 3.33
¿Incluye medida?		
Equipo de calefacción		
Eficiencia estacional	83.75%	84.79%
Costos iniciales incrementales	\$	
Ahorros incrementales O y M	\$	

Uso de vapor

RETScreen - Modelo de Energía

Medida individual - Caldera de Sala de Máquinas del Hospital General Ambato IESS - Caldera

Suscriptor: Visualización

Compartir y horarios

Equipo

Uso final

Optimizar suministro

Vapor de proceso

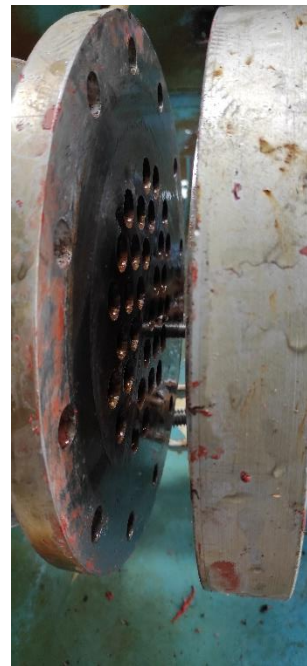
Descripción: Vapor de proceso

Nota:

	Caso base	Caso propuesto	Energía ahorrada
Flujo de vapor	kg/h 750.95	676.875	
Horas de operación	h/d 8.53	8.53	
Demanda de vapor	kg 2,338,045	2,107,416	
Presión de vapor	kPa 739.49	739.49	
Temperatura de saturación	°C 167	167	
Temperatura de sobrecalentado	°C 167	167	
Retorno del condensado	% 0%	80%	
Temperatura agua de reemplazo	°C 0	90	
Reducción de agua de reemplazo	L 17.5	17.5	
Costos iniciales incrementales	\$		1,916,562
Ahorros incrementales O y M	\$		
Sistema de producción de calor	Caldera Nro 3 - 125 BHP	Caldera Nro 3 - 125 BHP	
Número de unidades	1	1	
Demanda de calor	KWh 1,747,705	1,433,201	314,504 18%

ANEXO F (EQUIPOS DE LA SALA DE MÁQUINAS)





ANEXO G (DATOS RECOPIRADOS)

- Instrumentos de medición instalados.

Termómetro en tanque de condensado



Manómetro a salida de vapor



- Medición de temperaturas

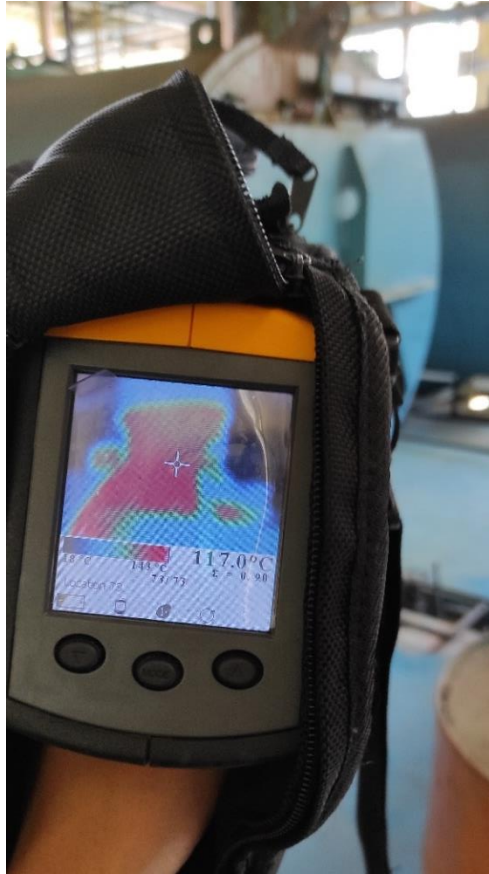
Salida de vapor





Parte trasera de caldera





Superficie lateral y parte delantera de caldera





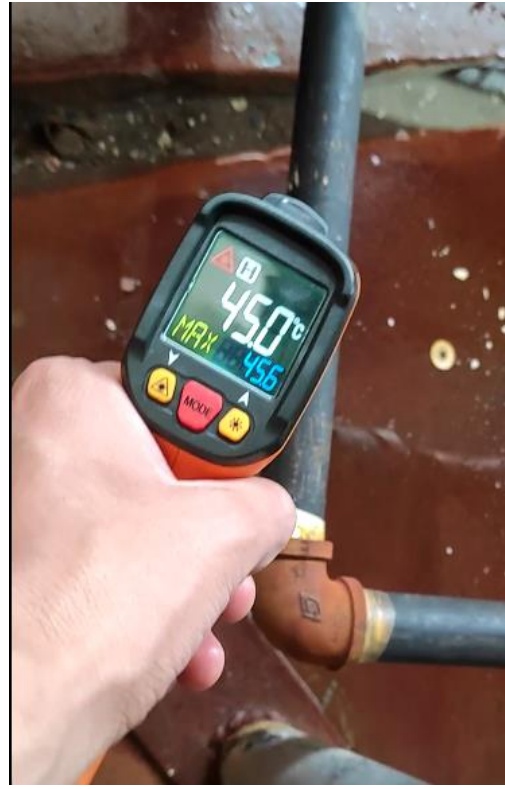
Superficie de tubería



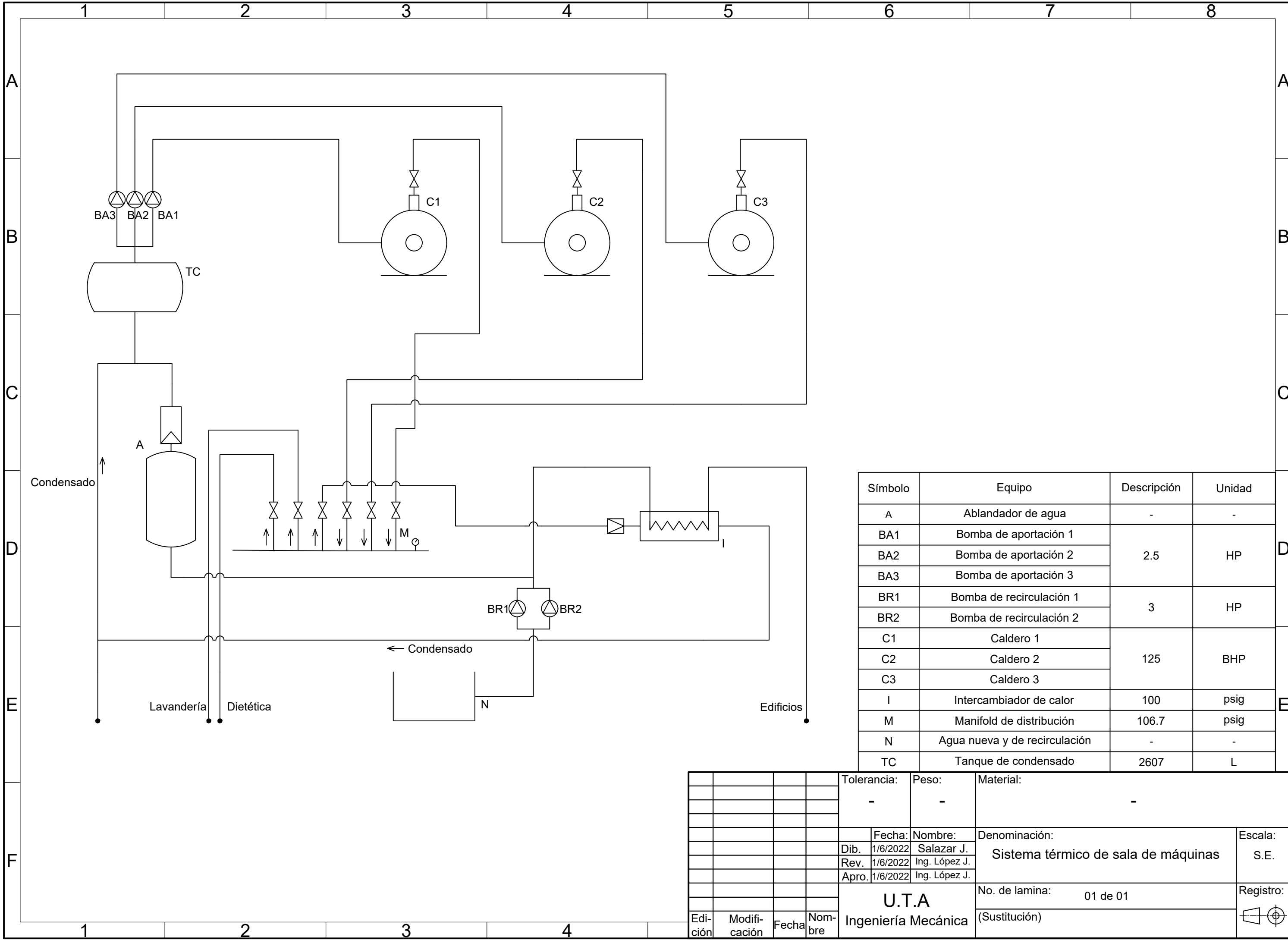
Manifold



Intercambiador de calor



ANEXO H (PLANO)



Símbolo	Equipo	Descripción	Unidad
A	Ablandador de agua	-	-
BA1	Bomba de aportación 1	2.5	HP
BA2	Bomba de aportación 2		
BA3	Bomba de aportación 3		
BR1	Bomba de recirculación 1	3	HP
BR2	Bomba de recirculación 2		
C1	Caldero 1	125	BHP
C2	Caldero 2		
C3	Caldero 3		
I	Intercambiador de calor	100	psig
M	Manifold de distribución	106.7	psig
N	Agua nueva y de recirculación	-	-
TC	Tanque de condensado	2607	L

				Tolerancia:	Peso:	Material:	
				-	-	-	
				Fecha:	Nombre:	Denominación:	Escala:
				Dib. 1/6/2022	Salazar J.	Sistema térmico de sala de máquinas	S.E.
				Rev. 1/6/2022	Ing. López J.		
				Apro. 1/6/2022	Ing. López J.		
				U.T.A Ingeniería Mecánica		No. de lamina:	01 de 01
Edi- ción	Modifi- cación	Fecha	Nom- bre			(Sustitución)	

