



ESPE

UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA

**DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y
MECÁNICA**

MAESTRÍA EN ENERGÍAS RENOVABLES
III PROMOCIÓN

**TESIS PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE
MAGISTER EN ENERGÍAS RENOVABLES**

**TEMA: “ESTUDIO Y ANÁLISIS DE EFICIENCIA
ENERGÉTICA EN LOS PRINCIPALES SISTEMAS
ENERGÉTICOS DEL HOSPITAL HOMERO CASTANIER
CRESPO: SISTEMA TÉRMICO”**

AUTOR: ROMERO CARDENAS, MARCOS FELIPE

DIRECTOR: ING. MGs. IBARRA J, ALEXANDER
CODIRECTOR: DR. PhD. DELGADO G, REINALDO

SANGOLQUÍ

2015

UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS ESPE

**VICERRECTORADO DE INVESTIGACIÓN Y VINCULACIÓN
CON LA COLECTIVIDAD**

CERTIFICADO

ING. ALEXANDER IBARRA JÁCOME, MGs
Director

DR. REINALDO DELGADO GARCIA, PhD
Oponente

CERTIFICAN

Que el trabajo titulado **“ESTUDIO Y ANÁLISIS DE EFICIENCIA ENERGÉTICA EN LOS PRINCIPALES SISTEMAS ENERGÉTICOS DEL HOSPITAL HOMERO CASTANIER CRESPO: SISTEMA TÉRMICO”** realizado por el Ing. Marcos Felipe Romero Cárdenas, de nacionalidad ecuatoriana, con cédula de identidad N°0300984325, como requisito para la obtención del título de Magister en Energías Renovables, III Promoción de la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE, ha sido guiado y revisado periódicamente y cumple normas estatutarias y requerimientos científicos, tecnológicos y académicos; razón por la cual se autoriza su presentación y defensa.

Sangolqui, 05 de Abril de 2015.


ING. ALEXANDER IBARRA JÁCOME, MGs
Director


DR. REINALDO DELGADO GARCIA, PhD
Oponente

UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS ESPE

**VICERRECTORADO DE INVESTIGACIÓN Y VINCULACIÓN
CON LA COLECTIVIDAD**

MAESTRÍA EN ENERGÍAS RENOVABLES III PROMOCIÓN

DECLARACIÓN DE RESPONSABILIDAD

MARCOS FELIPE ROMERO CARDENAS

DECLARA QUE:

El proyecto de posgrado titulado **“ESTUDIO Y ANÁLISIS DE EFICIENCIA ENERGÉTICA EN LOS PRINCIPALES SISTEMAS ENERGÉTICOS DEL HOSPITAL HOMERO CASTANIER CRESPO: SISTEMA TÉRMICO”**, ha sido desarrollado con base a una investigación exhaustiva, respetando derechos intelectuales de terceros conforme las citas que constan al pie de las páginas correspondientes, cuyas fuentes se incorporan en la bibliografía.

Consecuentemente este trabajo es de mi autoría.

En virtud de esta declaración, me responsabilizo del contenido, veracidad y alcance científico del proyecto de postgrado en mención.

**ING. MARCOS FELIPE ROMERO CARDENAS
AUTOR**



Sangolqui, 05 de Abril del 2015

UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS ESPE

**VICERRECTORADO DE INVESTIGACIÓN Y VINCULACIÓN
CON LA COLECTIVIDAD**

MAESTRÍA EN ENERGÍAS RENOVABLES III PROMOCIÓN

AUTORIZACIÓN

Yo,

MARCOS FELIPE ROMERO CARDENAS

Autorizo a la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE, la publicación, en la biblioteca virtual de la Institución, el trabajo titulado **“ESTUDIO Y ANÁLISIS DE EFICIENCIA ENERGÉTICA EN LOS PRINCIPALES SISTEMAS ENERGÉTICOS DEL HOSPITAL HOMERO CASTANIER CRESPO: SISTEMA TÉRMICO”**, cuyo contenido, ideas y criterios son de mi exclusiva responsabilidad y autoría.

Sangolqui, 05 de Abril del 2015


**ING. MARCOS FELIPE ROMERO CARDENAS
AUTOR**

DEDICATORIA

El presente trabajo de investigación, se lo dedico a las tres mujeres más importantes de mi vida, mi esposa Karina y mis hijas Karen y Ana Paula, razón y motivo de todo proyecto emprendido en mi vida. A mi padre por ser ejemplo de perseverancia y amor a sus hijos. A mi madre que a pesar de no estar junto a mí se sentiría muy orgullosa de este logro. A las nuevas oportunidades de la vida para ser una mejor persona, esposo, padre e hijo.

AGRADECIMIENTO

A mi familia por el tiempo que les quité y que bien invertí en el desarrollo y consecución de este proyecto investigativo; y que con mucho amor y paciencia supieron entenderlo.

A mi amigos y colaboradores, Ing. Aurelio Idrovo, Jefe de Mantenimiento, Tec. Miguel Carabajo y Tec. Flavio Calle; y en general a todo el personal del Departamento de Mantenimiento del Hospital Homero Castanier Crespo que colaboraron en la parte experimental de esta investigación.

A la Administración del Hospital Homero Castanier Crespo, que me brindaron las facilidades, durante el tiempo que me desempeñé como Jefe de Mantenimiento del Hospital y posterior a mi salida; para la terminación de la investigación.

A mis amigos y todas las personas que fueron partes activas en la ejecución de este trabajo.

Al Ing. Alexander Ibarra y Dr. Reinaldo Delgado, por su guía y aporte en la parte científica para que este proyecto haya concluido exitosamente.

ÍNDICE

	Pág.
CERTIFICADO	I
DECLARACIÓN DE RESPONSABILIDAD.....	II
AUTORIZACIÓN	III
DEDICATORIA.....	IV
AGRADECIMIENTO.....	V
ÍNDICE.....	VI
RESUMEN.....	XI
CAPITULO 1: GENERALIDADES	1
1.1 Alcance	1
1.2 Definición del problema.....	2
1.3 Objetivos	3
1.3.1 General.....	3
1.3.2 Específicos.....	3
1.4 Alcance.....	4
1.5 Justificación e importancia de la investigación.	4
CAPITULO 2: ESTADO DEL ARTE DEL SISTEMA ENERGÉTICO TÈRMICO DEL HOSPITAL.....	6
2.1 Estructura funcional del hospital homero castanier cresco.	6
2.1.1 Clasificación.....	12
2.1.2 Índices estadísticos funcionales.....	13
2.1.3 Instalaciones y servicios.	15
2.1.4 Normativas energéticas para hospitales.....	16
2.2 Estado del arte de la situación energética en el hospital homero castanier cresco.	24
2.2.1 Determinación de la matriz energética.	29
2.2.2 Identificación de los sistemas energéticos del hospital.....	32
2.2.3 Selección del sistema térmico como potencialmente gestionable.....	54

**CAPITULO 3: PROPUESTA Y DESARROLLO DEL MODELO
MATEMÁTICO EN EL SISTEMA TÉRMICO..... 97**

3.1 Determinación del punto de consumo energético óptimo del Hospital.....	97
3.2 Determinación de parámetros y variables matemáticos.	102
3.3 Desarrollo del modelo matemático del sistema térmico.....	137
3.4 Simulación de resultados.....	142

**CAPITULO 4: ELABORACIÓN DEL PLAN DE GESTIÓN ENERGÉTICA
PARA EL HOSPITAL. 143**

4.1 Formulación de soluciones operativas y de inversión.....	143
4.2 Evaluación técnico-económica de las oportunidades de ahorro en el sistema térmico.....	150
4.3 Costo de implementación y retorno de la inversión.	153
4.4 Estrategias de ahorro energético.....	154
4.5 Definición de planes de acción en el sistema térmico	156
5.1. Conclusiones.	157
5.2. Recomendaciones.....	159

BIBLIOGRAFÍA..... 161

ANEXOS..... 163

CUADROS

Cuadro 1 Clasificación de Hospitales según su nivel de atención.	13
Cuadro 2 Indicadores hospitalarios año 2013.....	14
Cuadro 3 Cartera de servicios Hospital Homero Castanier Crespo	15
Cuadro 4 Elementos de generación eléctrica.....	35
Cuadro 5 Elementos de distribución eléctrica.	36
Cuadro 6 Elementos de consumo eléctrico: Etapa de potencia.	37
Cuadro 7 Elementos de consumo eléctrico: Etapa de iluminación.....	38
Cuadro 8 Elementos de generación de vapor.....	41
Cuadro 9 Elementos de distribución de vapor.....	42
Cuadro 10 Elementos de recuperación de condensado.	42
Cuadro 11 Elementos de consumo de vapor.	43
Cuadro 12 Elementos de suministro de agua fría.	52
Cuadro 13 Elementos de suministro de agua caliente y recirculación.	53
Cuadro 14 Datos de placa caldera N°1.....	78
Cuadro 15 Datos de placa caldera N°2.....	79
Cuadro 16 Medición de temperaturas en la caldera.....	89
Cuadro 17 Perfil de funcionamiento de la caldera.....	90

Cuadro 18 Temperaturas medidas en superficies en Casa de Máquinas... 91	91
Cuadro 19 Temperaturas medidas en superficies en Lavandería 92	92
Cuadro 20 Temperaturas medidas en superficies en C. Esterilización 92	92
Cuadro 21 Temperaturas medidas en superficies en Nutrición..... 93	93
Cuadro 22 Longitudes de tubería y accesorios líneas de vapor y condensado. 93	93

FIGURAS

Figura 1 Cadena de Valor Estructura Organizacional Hospitales. 9	9
Figura 2 Mapa de Procesos Estructura Organizacional Hospitales. 10	10
Figura 3 Estructura Organizacional Hospitales de más de 70 camas. 11	11
Figura 4 Esquema circuito de vapor aplicable del Hospital..... 21	21
Figura 5 Distribución de la muestra según cantidad de camas para consumo eléctrico. 26	26
Figura 6 Consumo eléctrico promedio anual según cantidad de camas. 27	27
Figura 7 Distribución de la muestra según cantidad de camas para consumo de combustible. 28	28
Figura 8 Consumo de combustible promedio anual según cantidad de camas. 28	28
Figura 9 Composición fuentes de energía Hospital año 2013..... 30	30
Figura 10 Facturación de energía Hospital año 2013. 31	31
Figura 11 Costos de energía Hospital año 2013. 32	32
Figura 12 Variación mensual de consumo de energía eléctrica Hospital año 2013. 33	33
Figura 13 Consumo energía térmica Kgvap/día..... 48	48
Figura 14 Variación mensual del consumo de agua Hospital año 2013..... 50	50
Figura 15 Indicadores consumo energético anual por cama escenario 1 ... 59	59
Figura 16 Indicadores consumo energético anual por área escenario 1 60	60
Figura 17 Indicadores consumo energético anual por cama escenario 2 ... 61	61
Figura 18 Indicadores consumo energético anual por área escenario 2..... 61	61
Figura 19 Indicadores consumo energético anual por cama escenario 3 ... 62	62
Figura 20 Indicadores consumo energético anual por área escenario 3..... 63	63
Figura 21 Esquema de un balance energético del sistema térmico. 64	64
Figura 22 Esquema de eficiencia en un balance térmico..... 67	67
Figura 23 Esquema de caldera tipo piro-tubular..... 70	70
Figura 24 Calderas Hospital Homero Castanier Crespo 78	78
Figura 25 Coraza de la caldera 81	81
Figura 26 Hogar de la caldera..... 81	81
Figura 27 Banco de tubos 82	82
Figura 28 Quemador de encendido..... 83	83
Figura 29 Ablandador de agua..... 84	84
Figura 30 Tanque de condensado-alimentación de agua 85	85
Figura 31 Bombas de alimentación de químicos a la caldera 85	85
Figura 32 Bombas de alimentación a la caldera 86	86

Figura 33	Bomba de alimentación de diésel	87
Figura 34	Esquema medición de puntos de temperatura.....	88
Figura 35	Perfil de temperaturas de operación de la caldera.....	90
Figura 36	Perfil de presiones de operación de la caldera	91
Figura 37	Registro fotográfico de pruebas de campo	94
Figura 38	Registro fotográfico de pruebas de campo	95
Figura 39	Resultados balance térmico.....	96
Figura 40	Composición del gas de combustión en función de la cantidad de aire.....	99
Figura 41	Resultados balance térmico con variación de la relación A/C... ..	100
Figura 42	Resultados balance térmico con variación de la relación A/C y aislamientos térmicos de tubería desnuda y tanque de condensado, eliminación de fugas y revisión de trampas de vapor	101
Figura 43	Transferencia de calor en hogar de la caldera.....	108
Figura 44	Transferencia de calor en la segunda fase de la caldera.....	112
Figura 45	Transferencia de calor en la tercera fase de la caldera	115
Figura 46	Pérdidas de calor en el exterior de la caldera	119
Figura 47	Pérdidas de calor en la tapa delantera.....	121
Figura 48	Transferencia de calor en tubería.	129
Figura 49	Captura de la hoja de cálculo de la eficiencia térmica del ciclo	138
Figura 50	Captura de la hoja de cálculo de las pérdidas de calor en la coraza del caldero.....	139
Figura 51	Captura de la hoja de cálculo de pérdidas de calor en líneas de vapor y condensado.....	140
Figura 52	Captura de la hoja de cálculo de pérdidas de calor en trampas y fugas.	141
Figura 53	Captura de la hoja de cálculo de análisis de gases.	141
Figura 54	Resultados balance térmico con variación de la relación A/C y aislamientos térmicos de tubería desnuda y tanque de condensado, eliminación de fugas y revisión de trampas de vapor	142
Figura 55	Tubería sin aislamiento	144
Figura 56	Fugas de vapor en tubería.....	146
Figura 57	Evaluación y reparación de trampa de vapor.....	148
Figura 58	Mala combustión en quemador, mantenimiento y calibración de combustión.....	149
Figura 59	Matriz consumo de energía térmica actual.	152
Figura 60	Matriz consumo de energía térmica propuesto	152

TABLAS

Tabla 1	Clasificación de Hospitales Públicos de Chile por número de camas.	25
Tabla 2	Consumos energía eléctrica Hospital Homero Castanier Crespo... ..	33

Tabla 3 Consumo de agua Crespo.....	50
Tabla 4 Valores de exceso de aire en función del combustible y tipo de quemador.....	99
Tabla 5 Valores de Nu.....	110
Tabla 6 Valores de Nu.....	113
Tabla 7 Valores de Nu.....	117
Tabla 8 Flujo de vapor fugado por diámetro de la fuga.	135
Tabla 9 Pérdidas suplementarias debidas a los accesorios en tuberías ...	136
Tabla 10 Pérdidas de calor en tubería desnuda.....	143
Tabla 11 Pérdidas de calor en tubería desnuda luego de aislamiento térmico.	144
Tabla 12 Costo de aislamiento térmico de tubería.	144
Tabla 13 Pérdidas de calor en tanque de condensados.....	145
Tabla 14 Costo de aislamiento térmico de tanque de condensados.	145
Tabla 15 Pérdidas de calor por fugas.....	146
Tabla 16 Costos de reparaciones de fugas.	146
Tabla 17 Pérdidas de calor en trampas de vapor.....	147
Tabla 18 Costos de reemplazo de trampas de vapor.....	147
Tabla 19 Variación de la eficiencia en función de la relación A/C	149
Tabla 20 Costos contrato mantenimiento tratamiento de agua de calderos y análisis de gases.....	149
Tabla 21 Comparativo matriz energética de consumo de vapor.	151
Tabla 22 Costos de inversión en mejoras.	153
Tabla 23 Flujo de caja generado por la implementación de mejoras y cálculo de TIR.....	153

ANEXOS

Anexo 1 Balance sistema termico situación actual	164
Anexo 2 Balance sistema termico con calibración de combustión.....	189
Anexo 3 Balance sistema termico con calibración de combustión, aislamiento termico y reducción de fugas	214

RESUMEN

Este proyecto de investigación realizó una evaluación inicial de los índices de consumo energético hospitalario ($\frac{MWh}{cama/año}$) y ($\frac{kWh}{m^2/año}$) en el sistema eléctrico y térmico del Hospital Homero Castanier. Los índices obtenidos, comparados con estándares internacionales dieron la pauta para realizar la propuesta investigativa de mejorarlos. La investigación se centra en el sistema térmico, como potencialmente gestionable. Se inicia con la determinación real de la eficiencia del sistema de generación y distribución de vapor, consiste en la parte experimental con análisis de gases de combustión y cálculo de pérdidas energéticas en la generación y distribución de vapor. Conociendo la realidad cuantificada en términos de eficiencia, se propone un plan de gestión energética consistente en la mejora en la combustión de la caldera, mejoramiento del sistema de distribución mediante aislamientos térmicos, reparación de fugas y cambio de elementos en mal estado con lo cual se mejora el rendimiento del sistema y por tanto se consigue mejorar los índices de consumo energético iniciales y ubicarlos en estándares internacionales con un costo de inversión bajo y recuperación del mismo a corto plazo. La investigación propone un modelo matemático aplicable para el análisis de la eficiencia del sistema térmico que puede cuantificarse en cualquier hospital. El aporte del presente proyecto, al no existir referentes nacionales, permitirá establecer una base comparativa para medir, evaluar y mejorar los índices basándose en la eficiencia del sistema térmico. Finalmente se proponen estrategias de ahorro energético que son de carácter universal y que pueden ser adaptadas a cada necesidad hospitalaria.

PALABRAS CLAVE:

INDICES DE CONSUMO ENERGÉTICO HOSPITALARIO

SISTEMA TÉRMICO

EFICIENCIA ENERGÉTICA

ESTRATEGIA DE AHORRO ENERGÉTICO

BALANCE DE ENERGÍA

ABSTRACT

The presented investigation research, displays an initial evaluation of the electrical and Thermal Energy Consumption Index $\left(\frac{MWh}{pax}/year\right)$ and $\left(\frac{kWh}{m^2}/year\right)$ in the Homero Castanier Crespo Hospital. The obtained index values, in comparison with International Standards, unveil an improvement investigation proposal feasibility. Thermal systems were considered as potentially manageable, investigation commenced with the steam generation and distribution systems efficiency determination, thorough an experimental combustion gases analysis and the energy losses calculation. On the basis of the determined efficiencies, is introduced an Energy Management Plan which proposes a) boiler combustion improvement, b) Distribution System thermal insulation betterment, c) steam leakage control, and d) poor condition components replacement, in order to increase thermal systems performance and as a consequence, a rapprochement of its Energy Consumption Index to the compared International Standards with a minimum and short term return investment. Research propose a Thermic System Efficiency Analysis Mathematical Model applicable for every hospital. In the absence of similar Ecuadorian references, this project trends to stablish a system thermic efficiency comparative basis, for index measure, evaluation and development. The present document finalizes with a compilation of universal energy savings strategies, adaptable for every healthcare facilities requirements.

Keywords:

Healthcare Energy Consumption

Index Thermic

System Energy efficiency

Energy Savings Strategies

Energy Balance

CAPITULO 1: GENERALIDADES

1.1 ALCANCE

La sociedad en distintas regiones de nuestro planeta, ha tomado conciencia del problema energético que está viviendo, es por ello que ha desarrollado diferentes programas en torno a la eficiencia energética, con el objetivo de cuidar los recursos que aun dispone y están presentes en nuestro entorno.

A nivel internacional, Europa lidera desde hace muchos años los programas de certificación y eficiencia energética tanto en edificios, como a nivel industrial. En este sentido, la necesidad de buscar alternativas para reducir y mejorar el aprovechamiento energético en la infraestructura y el equipamiento del sector de la salud, tanto a nivel público como privado, ha determinado una serie de propuestas y normativas que proponen soluciones a las instalaciones actuales y a su vez, directrices para los diseños futuros en edificaciones de este sector.

En Latinoamérica, varios países han apostado por el desarrollo de políticas y metodologías que fomenten la aplicación de la eficiencia energética a nivel industrial, específicamente refiriéndose a los centros hospitalarios. Chile, Perú, Colombia, están trabajando con el desarrollo de políticas en eficiencia energética, que han determinado indicadores de consumo energético dentro de varios sistemas, como el eléctrico, de vapor, de agua, de vacío, etc., buscando la promoción de una cultura en la sociedad sobre este tema.

En nuestro país, en el año 2010 el desarrollo de la cultura en eficiencia energética apenas inició sus primeros pasos, por intermedio del Ministerio de Electricidad y Energías Renovables que mediante diferentes proyectos como la introducción de cocinas de inducción, el plan “Renova Refrigeradora” y el proyecto de eficiencia en la industria, propone crear un conocimiento para los

habitantes sobre la necesidad de implementar un mejoramiento del consumo energético.

Sin embargo, lo que corresponde al estudio de la eficiencia energética del sector de la construcción y específicamente a nivel de hospitales y clínicas, no existe una reglamentación ni normativa nacional que garantice la calidad de las instalaciones, los materiales con los que se construyen, ni análisis de los consumos que de manera óptima deberían tener las edificaciones, con el objetivo de brindar niveles de confort necesarios, sin exagerar en los consumos ni en el abuso de los recursos energéticos que el país dispone.

Se conoce que los subsidios energéticos con los que el país dispone es una razón por la cual la falta de cultura en eficiencia energética no ha sido desarrollada en la ciudadanía, y al ser esta una posibilidad que económicamente puede brindar beneficios al país, es necesario ir diseñando y promoviendo planes y proyectos que propongan una mejor calidad en el consumo energético del país.

1.2 DEFINICIÓN DEL PROBLEMA

No existen antecedentes de haberse realizado balances energético en los equipos ni en los sistemas, ni la instrumentación necesaria en las secciones de control de los sistemas que permitan controlar adecuadamente los valores óptimos de trabajo para cada sistema ni su consumo energético para procesos de balances de energía, ni manejo de los sistemas de consumo energético en el hospital Homero Castanier Crespo de la ciudad de Azogues, que demuestren la situación actual y el nivel de eficiencia de cada uno de ellos; de manera que se generen proyectos de mejoramiento en los sistemas de mayor consumo. Es por ello que se propone el proyecto llamado estudio y análisis de eficiencia energética en los principales sistemas energéticos del Hospital Homero Castanier Crespo: sistema térmico, mediante el cual se pretende que en mediano y largo plazo, se desarrollen políticas y programas de aplicación en torno a la eficiencia energética , tanto a nivel nacional por intermedio del

Ministerio de Electricidad y Energías Renovables y el Ministerio de Salud Pública, como a nivel local por parte de la Institución de Salud.

1.3 OBJETIVOS

1.3.1 GENERAL

No existen procesos de balances de energía, ni manejo de los sistemas de consumo energético en el hospital Homero Castanier Crespo de la ciudad de Azogues, que demuestren la situación actual y el nivel de eficiencia de cada uno de ellos; de manera que se generen proyectos de mejoramiento en los sistemas de mayor consumo. Es por ello que se propone el proyecto llamado estudio y análisis de eficiencia energética en los principales sistemas energéticos del Hospital Homero Castanier Crespo: sistema térmico, mediante el cual se pretende que en mediano y largo plazo, se desarrollen políticas y programas de aplicación en torno a la eficiencia energética , tanto a nivel nacional por intermedio del Ministerio de Electricidad y Energías Renovables y el Ministerio de Salud Pública, como a nivel local por parte de la Institución de Salud.

1.3.2 ESPECÍFICOS

- Caracterizar el consumo de energía de uso final en el hospital propuesto.
- Hallar el valor del índice de eficiencia energética en el sistema térmico y determinar su aporte.
- Realizar modelos de comportamiento del sistema energético térmico.
- Determinar las oportunidades de ahorro de energía en términos técnico-económicos.
- Proponer gestión energética en el sistema térmico de uso ineficiente.

1.4 ALCANCE

Evaluación de la eficiencia energética del sistema térmico del Hospital Homero Castanier Crespo, y su incidencia en el consumo energético por cama, que permita proponer un programa de eficiencia para mejorar los índices de desempeño energético.

1.5 JUSTIFICACIÓN E IMPORTANCIA DE LA INVESTIGACIÓN.

Los problemas energéticos, la eliminación paulatina del medio urbano, el aumento preocupante de la desertización y eliminación de espacios verdes, la disminución de la materia prima, provocan que el planeta vaya perdiendo la capacidad de seguir siendo una fuente de recursos.

Existen motivos y razones que no son difíciles de entender para incentivar a nuevas prácticas constructivas, a nivel industrial y en forma directa, en los hospitales, con el objeto de que sean energéticamente eficientes, brindando una reducción de gases de efecto invernadero, costos de construcción, calidad de diseño y funcionalidad de las construcciones, etc.

En el Ecuador el desarrollo de proyectos enfocados a mejorar la eficiencia energética de las construcciones hospitalarias, ha sido prácticamente limitado, es por ello la importancia de empezar a plantear planes y soluciones que ayuden a mejorar el crecimiento de las ciudades de nuestro país.

El Ministerio de Electricidad y Energías Renovables está impulsando proyectos que fomenten el desarrollo y la cultura de ahorro energético con planes nacionales que son reconocidos y valorados. Pero en el aspecto de eficiencia energética, apenas dispone de un plan para mitigar el consumo

energético, pero de manera muy general, que no presenta resultados, ni perspectivas de normalización.

El desarrollo de esta tesis, procura dar los primeros pasos hacia un objetivo que tiene como destino el generar un programa de eficiencia energética dentro del sector hospitalario, utilizando para este caso, recursos e información propios del hospital Homero Castanier Crespo, además de la colaboración de entidades nacionales como el Ministerio de Electricidad y Energías Renovables, Empresa Eléctrica Azogues EP, de la Corporación Eléctrica del Ecuador CELEC y Ministerio de Salud Pública del Ecuador.

El aporte científico que esta tesis propone está en el conocimiento de los tipos de normativas que pueden plantearse para la realidad nacional, siendo este un estudio muy completo que brindará bases para el desarrollo de planes a nivel nacional; proponiendo dentro de este mismo trabajo, recomendaciones para mejorar los aspectos constructivos y especificaciones que se adapten al entorno de la región austral del país.

CAPITULO 2: ESTADO DEL ARTE DEL SISTEMA ENERGÉTICO TÈRMICO DEL HOSPITAL.

2.1 ESTRUCTURA FUNCIONAL DEL HOSPITAL HOMERO CASTANIER CRESPO.

Enmarcado en el Registro Oficial N°339, Acuerdo Ministerial N°00001537, se concibe la visión, misión y objetivos estratégicos de los Hospitales del Ministerio de Salud Pública del Ecuador. (Revista Judicial La Hora, 2012)

Misión:

Prestar servicios de salud con calidad y calidez en el ámbito de la asistencia especializada, a través de su cartera de servicios, cumpliendo con la responsabilidad de promoción, prevención, recuperación, rehabilitación de la salud integral, docencia e investigación, conforme a las políticas del Ministerio de Salud Pública y el trabajo en red, en el marco de la justicia y equidad social.

Visión:

Ser reconocidos por la ciudadanía como hospitales accesibles, que prestan una atención de calidad que satisface las necesidades y expectativas de la población bajo principios fundamentales de la salud pública y bioética, utilizando la tecnología y los recursos públicos de forma eficiente y transparente.

Objetivos estratégicos:

- **Objetivo 1:** Garantizar la equidad en el acceso y gratuidad de los servicios.
- **Objetivo 2:** Trabajar bajo los lineamiento del Modelo de Atención Integral de Salud de forma integrada y en red con el resto de las Unidades Operativas de Salud del Ministerio de Salud Pública y otros actores de la red pública y privada complementaria que conforman el sistema nacional de salud del Ecuador.
- **Objetivo 3:** Mejorar la accesibilidad y el tiempo de espera para recibir atención, considerando la diversidad de género, cultural, generacional, socio económica, lugar de origen y discapacidades.
- **Objetivo 4:** Involucrar a los profesionales en la gestión del hospital, aumentado su motivación, satisfacción y compromiso con la misión del hospital.
- **Objetivo 5:** Garantizar una atención de calidad y respeto a los derechos de las y los usuarios, para lograr la satisfacción con la atención recibida.
- **Objetivo 6:** Desarrollar una cultura de excelencia con el fin de optimizar el manejo de los recursos públicos, y la rendición de cuentas.

Estructura organización por procesos:

La estructura del Hospital Homero Castanier Crespo, se sustenta en la filosofía y enfoque de gestión por procesos determinando claramente su ordenamiento orgánico a través de la identificación de procesos, clientes, productos y/o servicios. Con esta formulación se busca disponer de las herramientas que permitan tomar decisiones objetivas para actuar de forma oportuna en cumplimiento de los intereses de la población Ecuatoriana.

Los procesos de los Hospitales del Ministerio de Salud Pública se ordenan y clasifican en función de su grado de contribución o valor agregado al cumplimiento de su misión. Estos son:

- Los Procesos Gobernantes orientan la gestión institucional a través de la formulación de propuestas de políticas, directrices, normas, procedimientos, planes, acuerdos y resoluciones para la adecuada administración y ejercicio de la representación legal de la institución.
- Los Procesos Agregadores de Valor son los encargados de generar y administrar los productos y servicios destinados a usuarios y permiten cumplir con la misión institucional y los objetivos estratégicos.
- Los Procesos Habilitantes de Asesoría y de Apoyo generan productos y servicios para los procesos gobernantes, agregadores de valor y para sí mismos, apoyando y viabilizando la Gestión Institucional.

CADENA DE VALOR

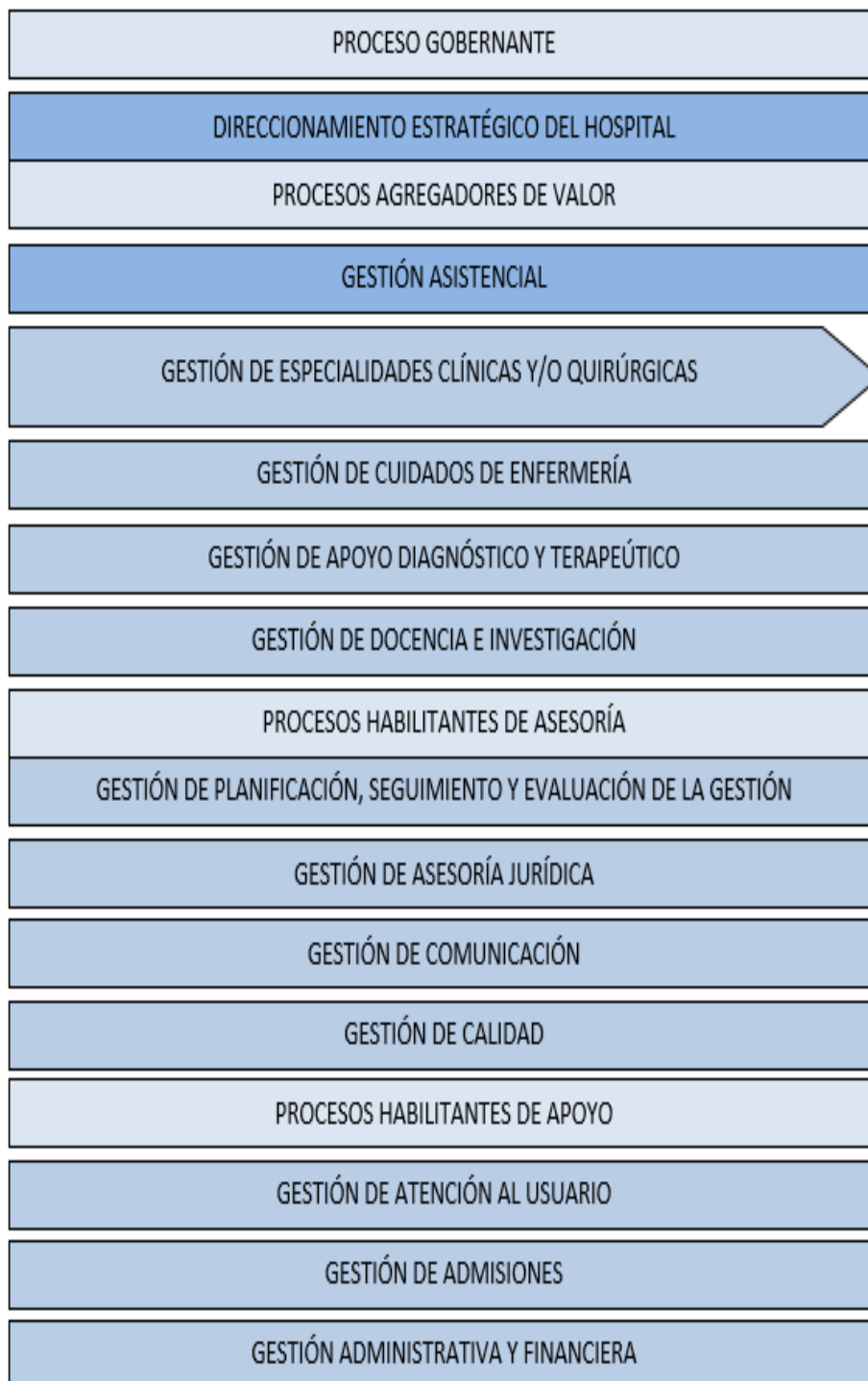


Figura 1 Cadena de Valor Estructura Organizacional Hospitales.
Fuente: (Revista Judicial La Hora, 2012)

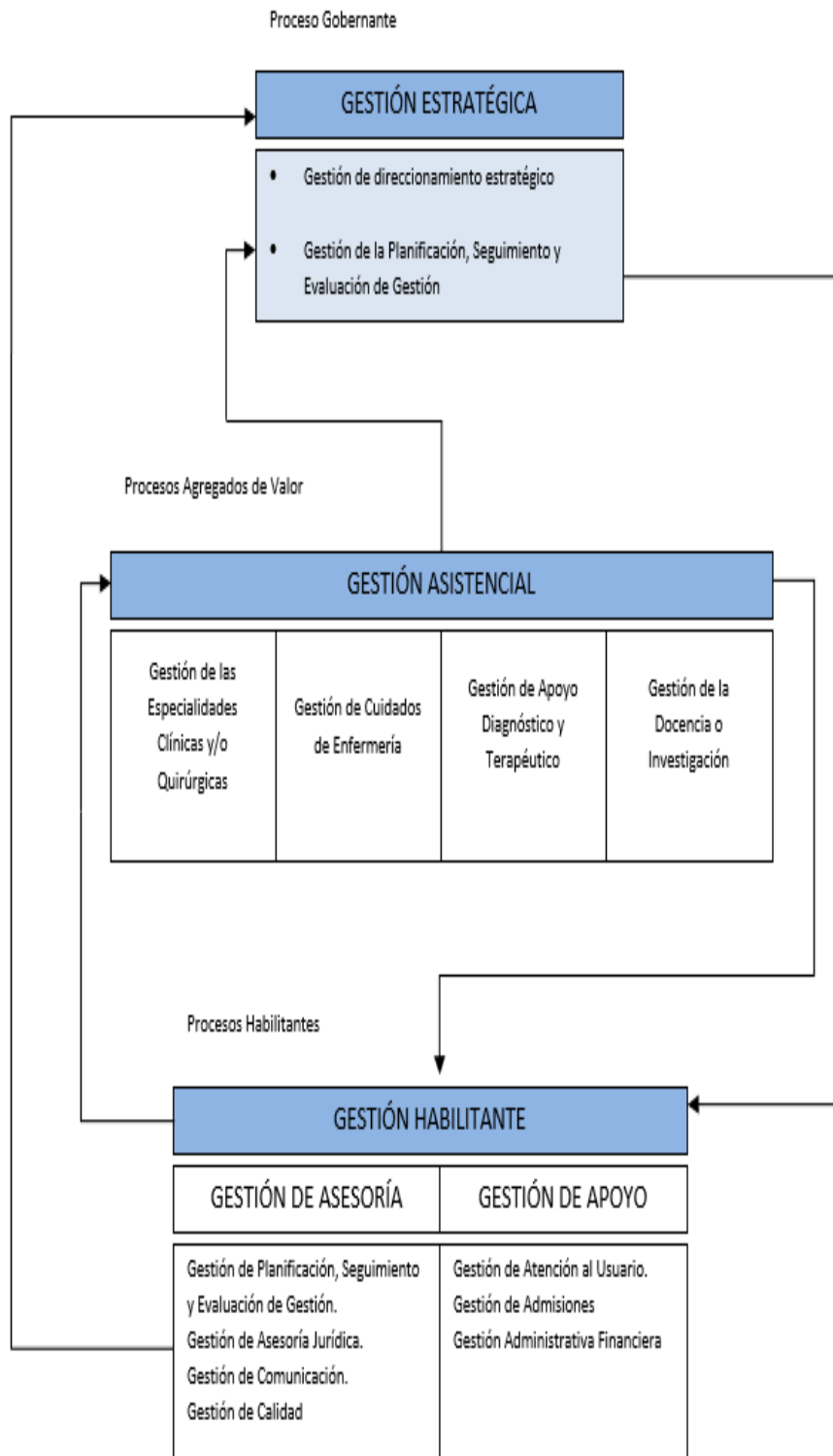


Figura 2 Mapa de Procesos Estructura Organizacional Hospitales.
Fuente: (Revista Judicial La Hora, 2012)

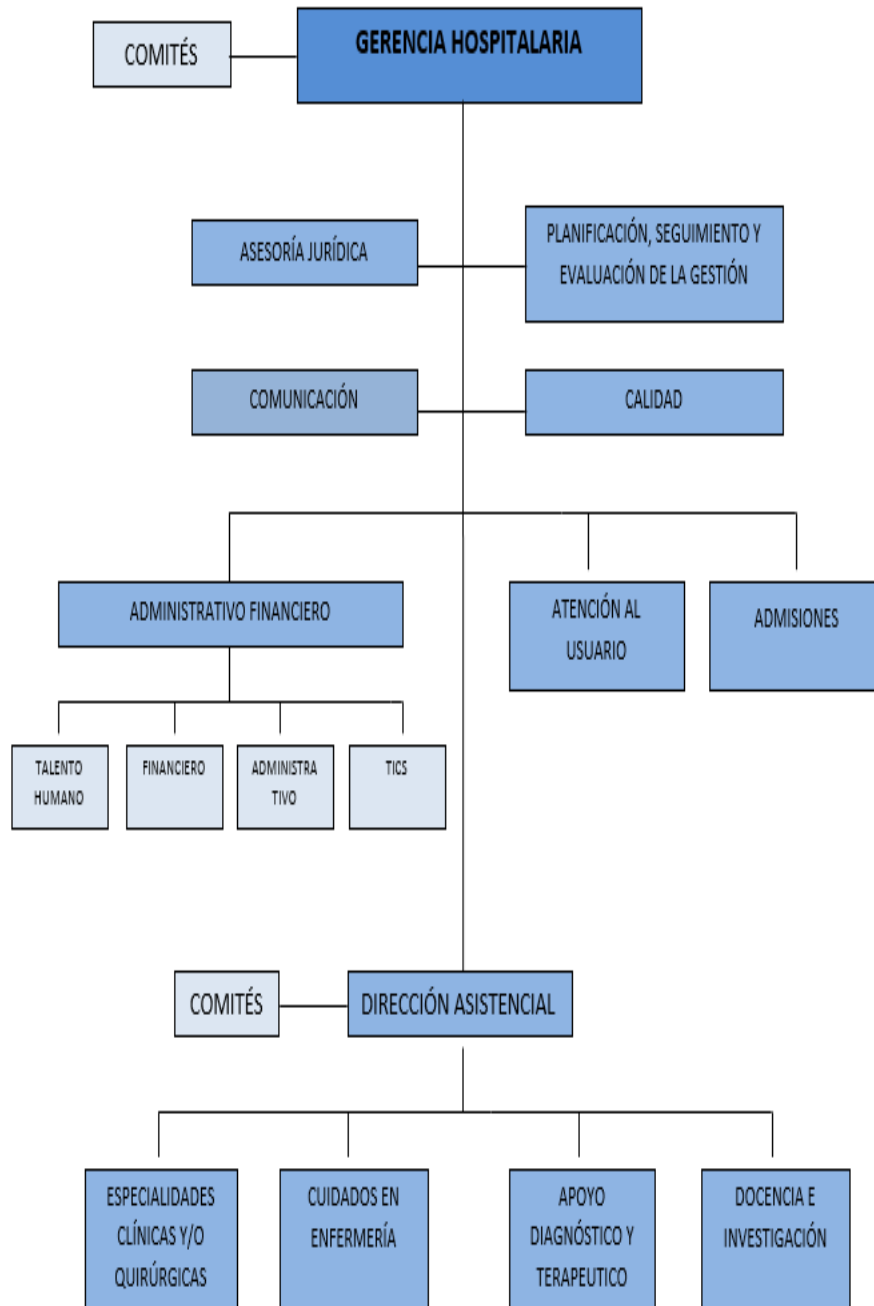


Figura 3 Estructura Organizacional Hospitales de más de 70 camas.
Fuente: (Revista Judicial La Hora, 2012)

2.1.1 CLASIFICACIÓN.

Clasificación de Hospitales.

Los hospitales se clasifican teniendo en cuenta los siguientes aspectos:

- Por su función:
 - Generales.
 - Especialidades.
- Por su ámbito de actuación:
 - Locales.
 - Provinciales.
 - Regionales.
- Por su nivel de asistencia prestada:
 - Baja complejidad.
 - Complejidad media.
 - Alta tecnología.
- Por su dependencia:
 - Públicos.
 - Privados.
 - Alternativos.
- Por el tipo de pacientes:
 - Agudos o crónicos.

El Hospital Homero Castanier Crespo de acuerdo a esta clasificación se corresponde a un Hospital General Nivel II, Provincial, de baja complejidad, público y que atiende a pacientes agudos.

Cuadro 1

Clasificación de Hospitales según su nivel de atención.

NIVELES	TIPO	TIPOLOGÍA	CARTERA DE SERVICIO
NIVEL I	Centro de Salud A, B, C, Puestos de Salud, Consultorio General, y apoyo de Unidades Móviles)	A B C PS UM	Medicina General, Obstetricia, Odontología, Psicología.
	Hospitales Básicos	HB	Pediatría, Gineco-Obstetricia, Cirugía, Medicina Interna.
NIVEL II AMBULATORIO HOSPITALARIO	Hospitales Generales	HG	Pediatría, Gineco-Obstetricia, Cirugía, Medicina Interna, Terapia Intensiva, Emergencia y otras Sub especialidades dependiendo del hospital.
NIVEL III AMBULATORIO HOSPITALARIO	Hospitales Especializados	HE	Especialidades y Sub especialidades relacionadas a la particularidad del hospital.
	Hospitales Especialidades	HES	Especialidades y Sub especialidades Médicas.

Fuente: (Revista Judicial La Hora, 2012)

Hospital general: Establecimiento de salud que brinda atención clínico - quirúrgica y ambulatoria en consulta externa, hospitalización, cuidados intensivos, cuidados intermedios y emergencias, con especialidades básicas y subespecialidades reconocidas por la ley; cuenta con unidad de diálisis, medicina transfusional, trabajo social, unidad de trauma, atención básica de quemados.

2.1.2 ÍNDICES ESTADÍSTICOS FUNCIONALES

Los índices estadísticos funcionales de un Hospital son instrumentos de la gestión y calidad más importantes usados por la Institución que proporcionan bases para el análisis y evaluación de la situación sanitaria, la toma de decisiones respaldada en la evidencia, la planificación y programación en

salud. Los índices estadísticos funcionales son medidas que resumen y que facilitan la cuantificación y evaluación de las diferentes situaciones de salud de una población o desempeño de la Institución o sistema.

Los índices estadísticos funcionales más importantes que maneja el Hospital se registran en la siguiente tabla resumen año 2013.

Cuadro 2

Indicadores hospitalarios año 2013.

INDICADORES		HOSPITAL HOMERO CASTANER ANUAL 2013							TOTAL	
		ESPECIALIDADES								
		MEDICINA INTERNA	TRAUMATOLOGIA	CIRUGIA	PEDIATRIA	NEONATOLOGÍA	GINECOLOGÍA	CUIDADOS INTENSIVOS		
EGRESOS	ALTAS	1,513	523	1,510	1,523	647	2,908	147	8,771	
	TOTAL DEFUNCIONES	108	3	12	0	1	0	35	159	
	MENOS 48 HORAS	40	1	1	0	0	0	17	57	
	MAS 48 HORAS	68	2	11	0	1	0	18	100	
	TOTAL EGRESOS	1,621	526	1,522	1,523	648	2,908	182	8,930	
AUDITORIA MEDICA:INTERCONSULTA		0	0	0	0	0	0	0	0	
AUTOPSIAS:		0	0	0	0	0	0	0	0	
TOTAL DIAS ESTADA		8,662	2,157	5,068	4,644	2,722	5,833	824	29,910	
TOTAL DIAS PACIENTE		10,675	2,653	6,833	6,221	3,364	9,003	1,026	39,775	
DIAS CAMAS DISPONIBLES		15,162	3,217	8,627	8,006	4,203	12,994	1,409	53,618	
INDICADORES	GIRO DE CAMAS (%)	39.0	59.7	64.4	69.4	56.3	81.7	47.1	60.8	
	INTERVALO GIRO (días)	2.8	1.1	1.2	1.2	1.3	1.4	2.1	1.6	
	PROM.DIAR.DIAS PACIENTE	29.2	7.3	18.7	17.0	9.2	24.7	2.8	109.0	
	% DE OCUPACION	70.4	82.5	79.2	77.7	80.0	69.3	72.8	74.2	
	PROM. DIAS ESTADA	5.3	4.1	3.3	3.0	4.2	2.0	4.5	3.3	
	PROM.DIAR.CAMAS DISP.	41.5	8.8	23.6	21.9	11.5	35.6	3.9	146.9	
	PROM. DIARIOS EGRESOS	4.4	1.4	4.2	4.2	1.8	8.0	0.5	24.5	
	TASAS	MORTALIDAD +	4.2	0.4	0.7	0.0	0.2	0.0	9.9	1.1
		AUTOPSIAS	0	0	0	0	0	0	0	0
		INTERCONSULTA	0	0	0	0	0	0	0	0
PARTOS		0	0	0	0	0	1,819	0	1,819	
DOTACION NORMAL DE CAMAS		42	9	24	23	12	36	4	150	

Fuente: (Departamento de Estadística del Hospital Homero Castanier Crespo, 2013)

2.1.3 INSTALACIONES Y SERVICIOS.

El Hospital Homero Castanier Crespo cuenta con la siguiente cartera de servicios de atención al paciente.

Cuadro 3

Cartera de servicios Hospital Homero Castanier Crespo

CARTERA DE SERVICIOS HOSPITAL HOMERO CASTANIER CRESCO	
CENTRO DE RESPONSABILIDAD	PRODUCTOS Y SERVICIOS ESPECÍFICOS
CONSULTA EXTERNA	C.E. PEDIATRIA
	C.E. GINECO-OBSTETRICIA
	C.E. MEDICINA INTERNA.
	C.E. CIRUGIA GENERAL
	C.E. TRAUMATOLOGIA
	C.E. GASTROENTEROLOGIA
	C.E. DERMATOLOGÍA
	C.E. CARDIOLOGÍA
	C.E. NEUROLOGIA
	C.E. NEFROLOGÍA
	C.E. CIRUGIA PLASTICA
	C.E. OTORRINOLARINGOLOGIA.
	C.E. NUTRICIÓN
	C.E. PSICOLOGÍA
	C.E. PSIQUIATRIA
	C.E. REUMATOLOGIA
	C.E. NEUROCIRUGIA
	C.E. UROLOGIA
	C.E. ODONTOLOGÍA
	C.E. REHABILITACIÓN
	C.E. ENFERMERÍA.
	C.E. FONOAUDILOGÍA
	C.E. TRABAJO SOCIAL
HOSPITALIZACIÓN	CIRUGIA GENERAL
	CIRUGIA TRAUMATOLOGIA
	CIRUGIA OTORRINOLARINGOLOGIA.
	CIRUGIA UROLOGIA
	CIRUGIA NEUROCIRUGIA
	CIRUGIA PLASTICA Y QUEMADOS
	CLÍNICA
GINECOLOGIA Y OBSTETRICIA	
EMERGENCIA	TRIAJE
	EMERGENCIA PEDIÁTRICA
	EMERGENCIA CIRUGIA
	EMERGENCIA GINECO-OBSTÉTRICA
	EMERGENCIA CLINICA
	ATENCION DE TRAUMA
APOYO DIAGNÓSTICO CLÍNICO	IMAGENOLOGIA
	RADIOLOGIA SIMPLE Y ESPECIALIZADA
	ULTRASONOGRAFIA
	ECOGRAFIA
	TOMOGRAFIA SIMPLE Y CONTRASTADA
	LABORATORIO CLÍNICO
	BIOQUÍMICA
	HEMATOLOGÍA
	INMUNOLOGIA
	MICROBIOLOGIA
	CITOLOGIA
	VIROLOGÍA
	ANATOMIA PATOLÓGICA
	CITODIAGNÓSTICO
	AUTOPSIAS
MEDICINA TRANSFUNCIONAL	
UNIDADES DE PACIENTES CRITICOS	UNIDAD DE CUIDADOS INTENSIVOS
UNIDAD DE REHABILITACIÓN	UNIDAD DE REHABILITACIÓN FISICA

Fuente: (Departamento de Estadística del Hospital Homero Castanier Crespo, 2013)

2.1.4 NORMATIVAS ENERGÉTICAS PARA HOSPITALES.

UNIDADES CONSUMIDORAS DE ENERGÍA.

En los hospitales del país, las unidades consumidoras de energía son generalmente las siguientes:

- Energía Eléctrica.
- Combustibles.

ENERGÍA ELÉCTRICA

Los principales equipos consumidores de energía eléctrica en los hospitales son los siguientes:

- Motores eléctricos (electro bombas, ascensores, compresoras, ventiladores, extractores, lavadoras, secadoras, calandrias, entre otros).
- Lámparas de iluminación (fluorescentes, incandescentes, de descarga, etc.).
 - Calentadores de agua (termas, duchas, hervidores, etc.)
 - Hornos eléctricos
 - Cocinas eléctricas
 - Equipos de frío (conservadoras, refrigeradoras)
 - Esterilizadores
 - Equipos electro médicos (rayos X, tomógrafos, etc.)

COMBUSTIBLES

El combustible mayormente utilizado en los hospitales ecuatorianos es el siguiente:

Petróleo Diésel No. 2

De la misma manera, los principales equipos consumidores de combustible son los siguientes:

- Calderas
- Incineradores
- Marmitas
- Calandrias
- Grupos electrógenos
- Autoclaves, entre otros.

CARACTERÍSTICAS GENERALES DE OPERACIÓN DE HOSPITALES

Las disposiciones del presente apartado se aplican a los hospitales y otras instalaciones de asistencia médica para servicio de pacientes que están dentro de la clasificación de un Hospital General como es el caso del Hospital en estudio.

INSTALACIONES DE ENERGÍA ELÉCTRICA EN ASISTENCIA MÉDICA

Los sistemas eléctricos esenciales en los hospitales, deberán componerse de dos partes; el Sistema de Emergencia y el Sistema de Equipos. Estos sistemas deberán ser capaces de alimentar a los servicios de alumbrado y fuerza que se consideran esenciales para la seguridad de la vida y el funcionamiento efectivo de las instalaciones durante el tiempo de interrupción del servicio eléctrico normal que ocurra por cualquier causa.

Sistema eléctrico de emergencia.

El sistema de emergencia puede estar compuesto de dos partes: el circuito para la seguridad de la vida y el circuito crítico. Estos circuitos deben estar limitados a circuitos esenciales para funciones específicas.

Se deberá exigir en todos los hospitales un circuito para la seguridad de la vida y un circuito crítico.

El circuito para la seguridad de vida deberá alimentar a los equipos de iluminación, alarma y alerta, que deben funcionar permanentemente para la seguridad de la vida durante las emergencias.

El circuito crítico deberá alimentar a los aparatos de iluminación y tomacorrientes en áreas de cuidado de pacientes críticos.

Los alimentadores del sistema de emergencia deberán estar físicamente separados de la instalación normal o deberán estar protegidos de manera que se reduzcan las posibilidades de interrupción simultánea.

Todos los circuitos de un sistema de emergencia deberán instalarse y conectarse a una fuente auxiliar de energía para que el suministro al alumbrado y a los equipos sea automáticamente restablecido en los 10 segundos siguientes a la interrupción de la fuente normal.

- *Circuitos para la seguridad de la vida.*

El circuito para la seguridad de la vida de un sistema de emergencia deberá alimentar a los aparatos de iluminación, los tomacorrientes y otros equipos relacionados con la seguridad de la vida.

Iluminación de los medios de escape, tales como la iluminación requerida para corredores, pasajes, escaleras y accesos a puertas de salidas, y todas las

- *Circuito eléctrico crítico de hospitales*

El circuito crítico de un sistema de emergencia deberá servir solamente a las áreas y funciones relacionadas con el cuidado de pacientes, alumbrado de trabajo y tomacorrientes seleccionados en guarderías infantiles, lugares de preparación y expendio de medicinas, lugares seleccionados para el cuidado minucioso de recién nacidos, lugares camas de psiquiatría (sólo alumbrado de trabajo), puestos de enfermera, salas comunes de tratamiento, salas quirúrgicas y obstétricas, salas de parto, unidades para diálisis, salas de tratamiento de emergencia, laboratorios de fisiología humana, unidades de

cuidado intensivo, salas de operaciones, salas de recuperación postoperatoria, corredores en áreas para el cuidado de pacientes generales.

Sistema eléctrico de equipos hospitalarios.

El sistema eléctrico para equipos hospitalarios deberá instalarse y conectarse al grupo de emergencia, de manera que se pongan automáticamente en servicio. Con esta disposición se debe obtener también la reconexión de los equipos con acción retardante automática o manual.

Los sistemas eléctricos esenciales deberán tener por lo menos dos fuentes independientes de alimentación; una fuente normal que alimente generalmente todo el hospital y uno o varios grupos de emergencia para uso cuando el servicio normal está interrumpido.

El grupo de emergencia deberá estar formado por uno o varios grupos generadores accionados por alguna clase de fuerza motriz y ubicada en algún lugar de la edificación.

Cuando la fuente normal está formada de unidades generadoras ubicadas en dependencias de la edificación, el grupo de emergencia puede ser otro grupo generador o un servicio de energía eléctrica exterior.

Todos los equipos deberán estar ubicados de tal modo que se evite en lo posible su daño completo por causas tales como inundaciones, fuegos y formación de hielo.

Cada ubicación de la cama del paciente de cuidado general debe estar provista de un mínimo de 4 tomacorrientes simples o dos tomacorrientes dobles; cada tomacorriente debe ser puesto a tierra por medio de un conductor de cobre aislado.

Cada ubicación de la cama del paciente de cuidado general debe estar alimentada por lo menos con dos circuitos derivados, al menos uno de los

cuales provenga del tablero del sistema normal; todo circuito derivado del sistema normal deberá originarse en el mismo tablero. Se exceptúa los circuitos derivados que alimentan sólo a salidas o tomacorrientes para usos especiales, tales como una salida para rayos X portátil, que no requiere una alimentación directa desde el tablero.

Cada ubicación de la cama del paciente de cuidado crítico debe estar provista de un mínimo de 6 tomacorrientes simples o de 3 dobles y puestos a tierra al punto de puesta a tierra de referencia, por medio de un conductor de protección de cobre.

Cada ubicación de la cama del paciente de cuidado crítico debe estar alimentada por lo menos con dos circuitos derivados, perteneciendo uno o más de ellos al sistema de emergencia. Al menos uno de ellos deberá ser un circuito derivado individual. Todo circuito derivado del sistema normal deberá provenir desde un único tablero; todo circuito derivado del sistema de emergencia deberá provenir desde un simple tablero. Los tomacorrientes del sistema de emergencia deberán identificarse indicándose el número del tablero y circuito que lo alimentan

INSTALACIONES DE VAPOR EN ASISTENCIA MÉDICA

Las instalaciones de vapor en asistencia médica están orientadas a ser fluidos de trabajo para suministro de energía de equipos de apoyo como autoclaves de esterilización para instrumental quirúrgico y ropa, destiladores de agua, calandrias, lavadoras, secadoras, marmitas y hornos de cocción, y para el sistema de agua caliente sanitaria. Todos estos procesos requieren de un suministro de vapor de calidad y de manera constante.

El esquema general de una instalación de vapor de un hospital consiste en: una caldera generadora; un sistema de tuberías de vapor debidamente aisladas y con elementos de control y mantenimiento como válvulas, trampas de vapor, medidores de presión, reductores de presión; equipos de consumo

como los mencionados; y una red de retorno de condensado, cuando el vapor ha perdido presión y temperatura y ha cambiado nuevamente a la fase líquida, hacia un tanque de condensado de donde se suministra agua caliente hacia la caldera, cerrando de esta manera el circuito de vapor.

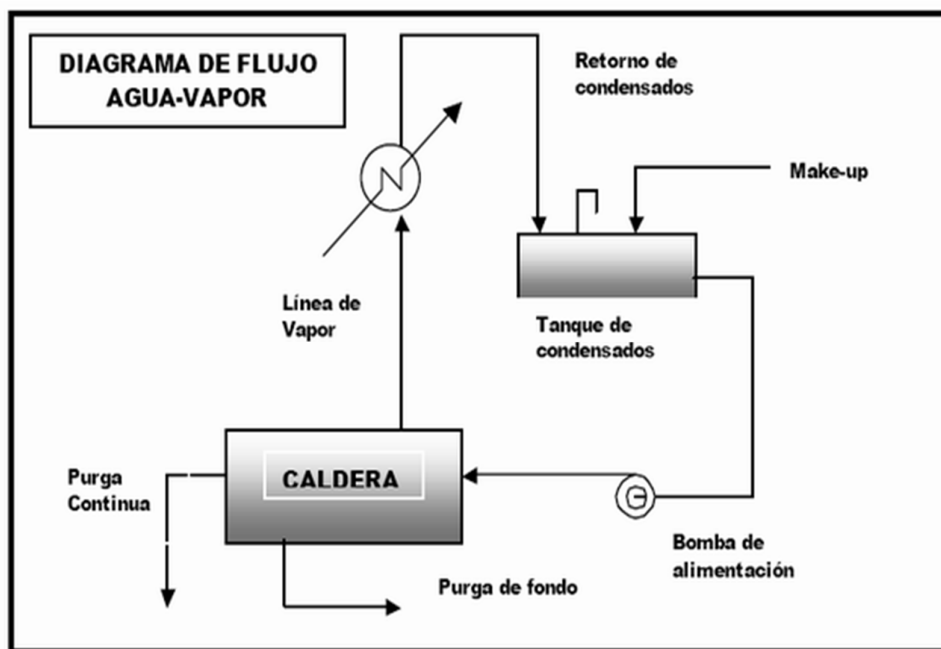


Figura 4 Esquema circuito de vapor aplicable del Hospital.

Para que este circuito de generación y consumo de vapor funcione eficientemente se requieren de muchas condiciones: en primer lugar la caldera debe estar funcionando eficientemente, las tuberías de conducción de vapor y retorno de condensado deben estar en buenas condiciones y debidamente aisladas; los accesorios (trampas, válvulas, manómetros, reductoras, etc.) deben estar funcionando en perfectas condiciones, no tener fugas y tener un programa de mantenimiento preventivo; y muy importante los equipos consumidores deben estar aprovechando al máximo y de manera muy eficiente la energía calorífica del vapor.

INSTALACIONES DE GASES MEDICINALES EN ASISTENCIA MÉDICA

Los gases medicinales son aquellos gases que por sus características específicas son utilizados para consumo humano y aplicaciones medicinales en instituciones de salud en forma particular.

El Hospital Homero Castanier Crespo dispone de los siguientes gases medicinales: Oxígeno (O_2), Óxido Nitroso (N_2O), aire medicinal, vacío, Dióxido de Carbono (CO_2). Los gases medicinales O_2 y vacío disponen de sistemas centralizados; mientras que los otros gases son provistos en envases adecuados y homologados para contenerlos, almacenarlos y distribuirlos.

Los campos de aplicación más usuales de estos gases son en procedimientos médicos tales como:

- Terapia respiratoria.
- Reanimación.
- Unidad de cuidados intensivos.
- Anestesia.
- Creación de atmósferas artificiales.
- Tratamiento de quemaduras.
- Terapia hiperbárica.
- Tratamiento de hipoxias.

Los gases medicinales requieren de ciertas condiciones y propiedades que los hacen muy específicos para su utilización en el ámbito hospitalario, entre ellas se pueden mencionar:

- Deben estar libres de partículas.
- Ser bacteriológicamente aptos.

- Libres de aceites.
- Libres de agua.

INSTALACIONES DE AGUA POTABLE Y RESIDUAL.

En el ámbito hospitalario el agua debe cumplir requisitos de potabilidad no únicamente para la que está destinada a consumo de los pacientes sino también incluso para la que se usa en el aseo de los pacientes y del personal. No cumplir estas especificaciones representa un riesgo muy grande para adquirir infecciones como bacteriemias por bacilos Gram negativos entéricos, neumonía o infección de herida quirúrgica por gérmenes no convencionales, produciéndose lo que se conoce como enfermedades nosocomiales.

El agua para uso hospitalario debe cumplir con los estándares mínimos para consumo humano habitual. Entre estos estándares están el cloro residual, color, pH, sedimentación y cultivo microbiológico.

El sistema hospitalario debe contar con un suministro permanente, seguro y de calidad. Es necesario la implementación de sistemas de agua potable de emergencia. Se debe contar con cisternas de almacenamiento de una capacidad lo suficientemente segura como para dotar del suministro aún en condiciones adversas.

Dependiendo de la calidad de agua potable de suministro de la red, se requerirá la implementación de sistemas redundantes para el tratamiento dependiendo de su aplicación. Las exigencias de calidad de agua de ciertos equipos para su utilización, requiere de procedimientos específicos para la obtención de los parámetros de calidad seguros para su aplicación. Procedimientos extra como ablandamiento, clorificación, filtrado, ósmosis inversa y esterilización por luz ultravioleta son muy comunes en el ámbito hospitalario.

En lo que respecta a tratamiento de aguas residuales, el ámbito

hospitalario representa un riesgo muy elevado por elementos químicos y bacteriológicos asociados al agua residual. El tratamiento previo de estos desechos es una norma de seguridad intrahospitalaria antes de su disposición final en la red de agua sanitaria local. El Hospital debe disponer de un sistema de tratamiento de agua residual mediante métodos físicos y químicos que neutralicen los potenciales contaminantes antes de incorporarse a la red pública.

2.2 ESTADO DEL ARTE DE LA SITUACIÓN ENERGÉTICA EN EL HOSPITAL HOMERO CASTANIER CRESPO.

La eficiencia de un hospital, debe estar basada en tres aspectos que determinan la situación de funcionamiento tanto en líneas generales como específicas. Sobre esto, se necesita tener un conocimiento claro de la arquitectura que tiene el hospital, además de la gestión hospitalaria que debe ser el eje principal sobre el cual se mantenga el control de todos los sistemas que permiten el desenvolvimiento del mismo, tomándose en cuenta aspectos como protocolos hospitalarios que definan los lineamientos a seguir; y esto a su vez, debe estar relacionado conjuntamente con la gestión energética que el hospital tenga.

Para poder hacer un análisis de la situación energética del Hospital Homero Castanier Crespo, es importante realizar un comparativo con el rendimiento energético de hospitales similares, o que por lo menos se acerquen en proporción y ubicación geográfica. Dicho esto, en el Ecuador no se puede comparar con otros hospitales, debido a la falta de estudios en el sector de la eficiencia energética.

La comparación en cuanto a variables y parámetros energéticos que se presentan a continuación, está realizada con relación a la avanzada labor en el campo energético hospitalario que tiene Chile, en donde desde hace más de una década se viene realizando esfuerzos por mejorar el consumo de energía en todas sus áreas, tanto eléctrica, térmica, de agua caliente, y

calefacción; y donde ya se tienen estudios detallados, que serán parte de la referencia para proyectar mejoras en el Hospital de la ciudad de Azogues.

Hay que tomar en cuenta, que dentro de los sistemas de consumo que normalmente existen en casi todos los hospitales, la singularidad en la cual se encuentra el Hospital Homero Castanier Crespo, es que no tiene un sistema de calefacción o aire acondicionado general para todo el edificio, razón por la cual, se hace un comparativo con la situación de los hospitales chilenos, pero sin tomar en cuenta el rubro de consumo energético en este sistema.

En Chile se tienen distribuidos los hospitales en cuatros grandes grupos, según la capacidad que estos tienen, teniendo lo siguiente:

Tabla 1

Clasificación de Hospitales Públicos de Chile por número de camas.

Tipo	Número de habitantes	Número promedio de camas	Ubicación	Características
Hospital tipo I	Más de 500.000	500	Ciudades Cabeceras de Servicios de Salud	Alta Complejidad Totalidad de especialidades médicas
Hospital tipo II	Más de 100.000	Menos de 400	Ciudad Cabeceras como Soporte	Mediana Complejidad Especialidades más simples
Hospital tipo III	Hasta 50.000	Menos de 200	Ciudades Urbanas y Rurales	Menor Complejidad

Fuente: (Vera, 2008)

Sobre la información obtenida, se puede realizar una comparación con el Hospital tipo III, que correspondería a cantidad de camas, ubicación y tipos de servicios que el Hospital Homero Castanier ofrece.

Los tipos de hospitales públicos chilenos que están en este grupo, tienen las siguientes características de los sistemas de consumo energético, tomando como referencia los consumos entre septiembre del 2006 y septiembre de 2007:

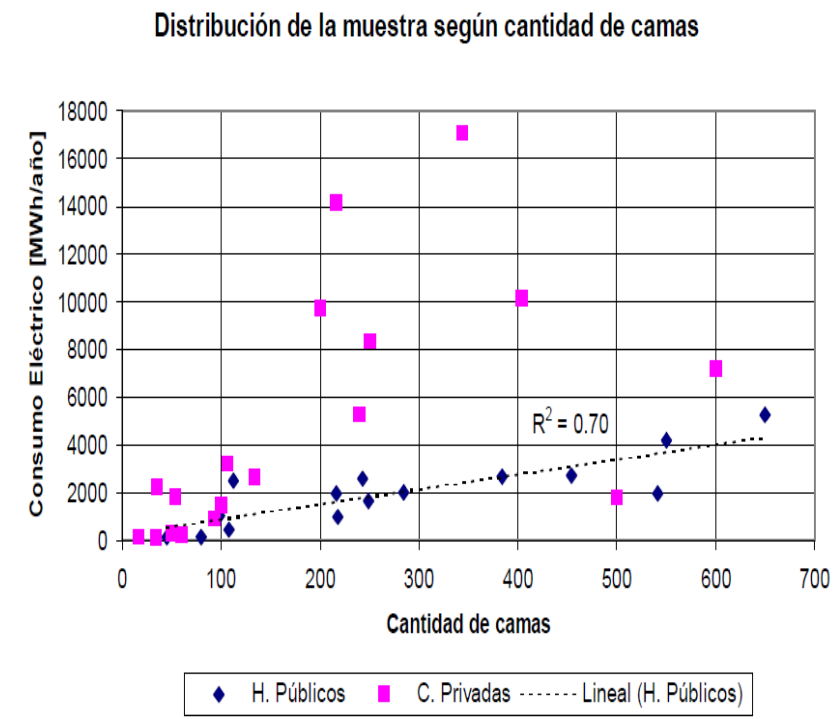


Figura 5 Distribución de la muestra según cantidad de camas para consumo eléctrico.

Fuente: (Vera, 2008)

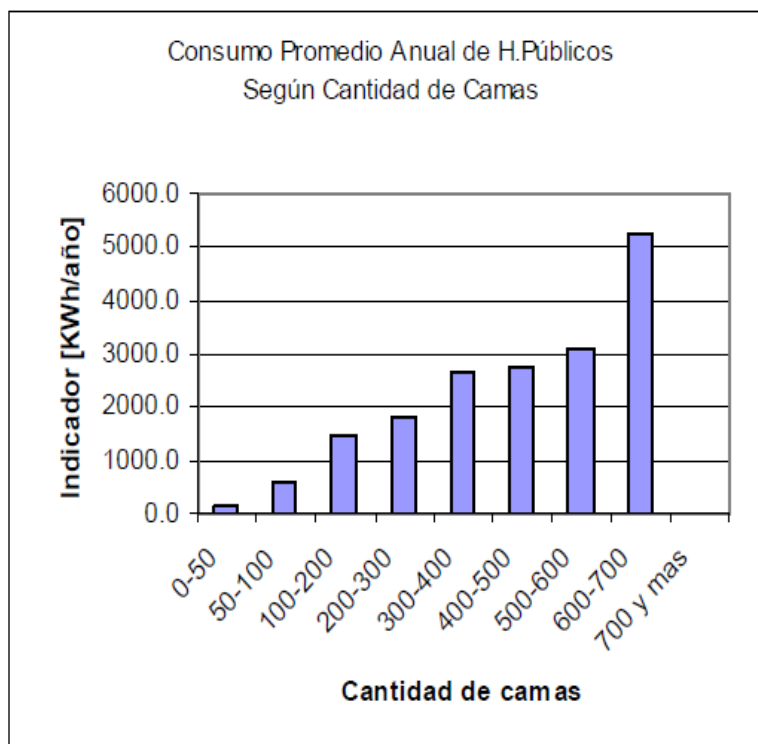


Figura 6 Consumo eléctrico promedio anual según cantidad de camas.

Fuente: (Vera, 2008)

Según lo reflejado en las figuras 2.9 y 2.10, se puede apreciar que las referencias con respecto al Hospital Homero Castanier Crespo, en el cual existen 150 camas en promedio, el consumo eléctrico en los hospitales públicos en Chile, están en el orden de los 1000 y 1100 [MWh/año]; esto tomando en consideración que el consumo en estos hospitales también tienen en cuenta la parte de climatización, lo cual indica mayores parámetros de consumo para esos hospitales.

Distribución de la muestra según cantidad de camas

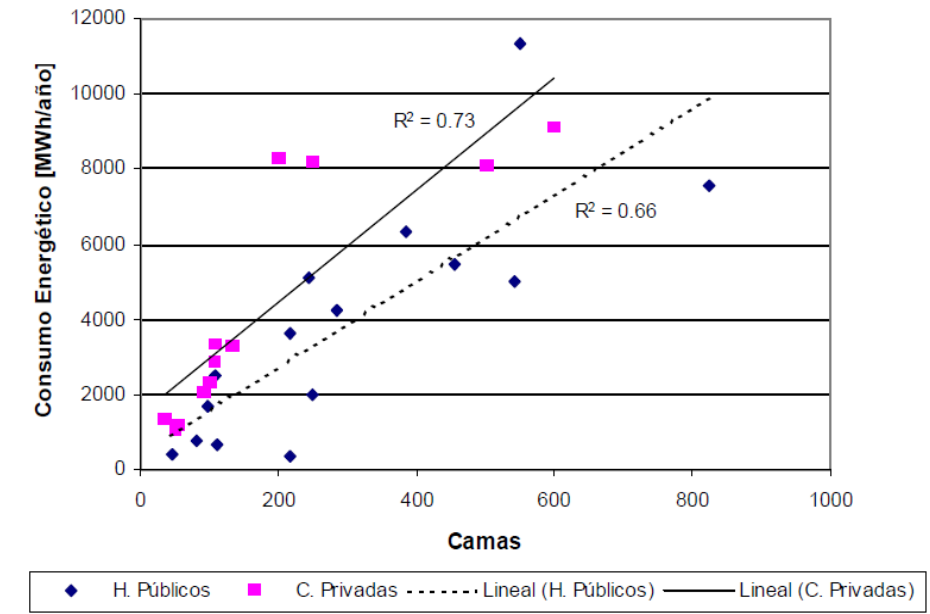


Figura 7 Distribución de la muestra según cantidad de camas para consumo de combustible.

Fuente: (Vera, 2008)

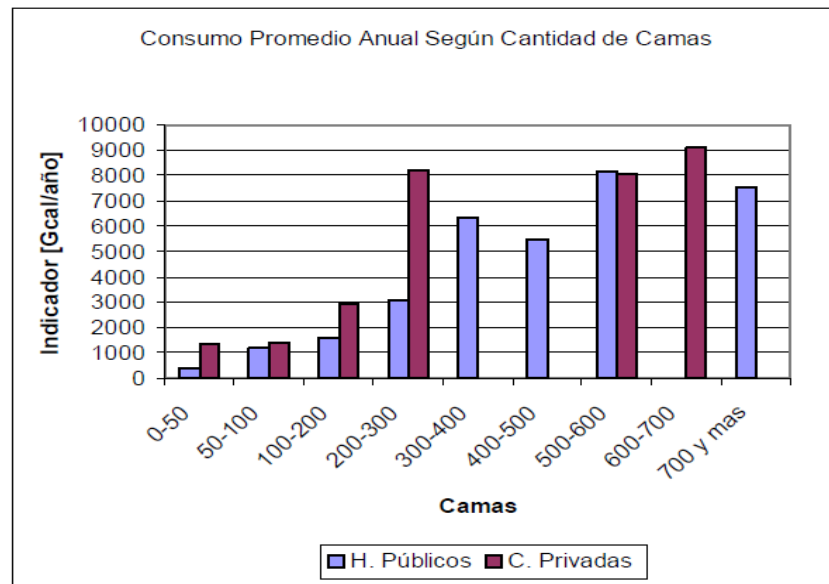


Figura 8 Consumo de combustible promedio anual según cantidad de camas.

Fuente: (Vera, 2008)

Para el caso del consumo de combustible, la línea base que se propone en Chile, está por el orden de los 2200 [MWh/año], además de 1300 [Gcal/año], ambos valores aproximados a la realidad de la cantidad de camas para el Hospital Homero Castanier Crespo, lo que sirve de importante referencia para orientarse hacia propuestas de mejoramiento de consumo en este rubro.

En ambos casos, tanto eléctricos, como de combustible, es necesario determinar que el estudio de eficiencia que trata, se enfoca en base a la realidad existente en el hospital, en donde se proponen comparaciones con las referencias de los hospitales chilenos, haciendo un balance sin considerar el campo de los sistemas de climatización que no están presentes en el hospital de estudio.

2.2.1 DETERMINACIÓN DE LA MATRIZ ENERGÉTICA.

El Hospital Homero Castanier Crespo fue construido en el año 1978 e inaugurado en el año 1982. La empresa constructora HOSP.ITAL LL.EM fue la encargada de la construcción y equipamiento del mismo. Mucho del equipamiento e instalaciones de arranque continúan en servicio, por lo que amerita realizar un levantamiento energético real que permita determinar la eficiencia del sistema energético.

El Hospital Homero Castanier Crespo utiliza electricidad y combustible (diésel II) como fuentes de energía para su adecuado funcionamiento y prestación de servicios. La composición energética anual registrada en el año 2013 es la siguiente:

Energía eléctrica: consumo anual 635318 kWh= 2287GJ.

Energía térmica: consumo anual=34800 gal=4724GJ.



Figura 9 Composición fuentes de energía Hospital año 2013.

Como se puede apreciar en la gráfica, el aporte energético de fuente térmica corresponde al 67% de la matriz de fuentes de energía. Al ser la mayor fuente energética, amerita un análisis riguroso de la eficiencia del sistema para determinar su potencial intervención y gestión.

Considerando los costos de energía según facturación en el año 2013. Se tienen:

$$\text{Energía eléctrica: KWh: } 0.0767 \frac{\text{USD}}{\text{KWh}} \quad \text{Total= } 48759 \frac{\text{USD}}{\text{año}}$$

$$\text{Energía térmica: galón: } 0.9187 \frac{\text{USD}}{\text{gal}} \quad \text{Total= } 31972 \frac{\text{USD}}{\text{año}}$$

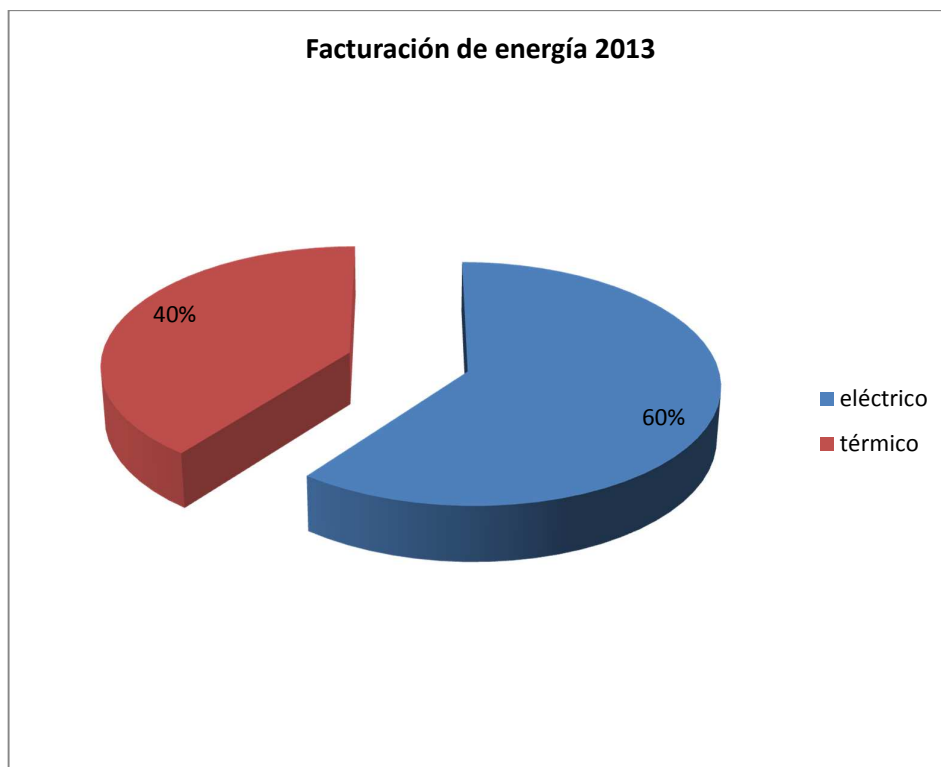


Figura 10 Facturación de energía Hospital año 2013.

En la gráfica se puede apreciar que los costos de la fuente energética eléctrica son mayores que los térmicos a pesar de que la energía generada por la fuente térmica es mayor en un 34% a la eléctrica. Esta gráfica nos puede dar una visión de la falta de aprovechamiento de energía proveniente de la fuente térmica, como ejemplo se puede citar el uso de autoclaves de generación de vapor a través de resistencias eléctricas desaprovechando líneas de vapor provenientes del sistema de vapor generado por la caldera.

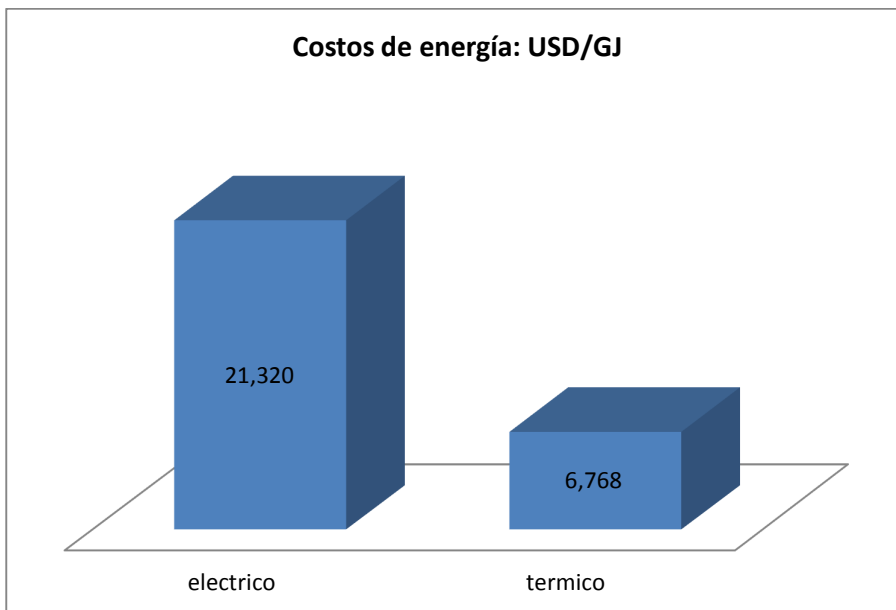


Figura 11 Costos de energía Hospital año 2013.

En esta gráfica tenemos los costos de energía USD/GJ como se puede apreciar los costos energéticos por fuente térmica son menores que los facturados por fuente eléctrica. Este análisis nos da una perspectiva para una gestión que permita un mayor aprovechamiento de la energía térmica disponible.

2.2.2 IDENTIFICACIÓN DE LOS SISTEMAS ENERGÉTICOS DEL HOSPITAL

2.2.2.1 SISTEMA ELÉCTRICO.

EVALUACIÓN INICIAL.

El Hospital Homero Castanier tiene instalado un generador de 522KVA para instalaciones generales, un transformador de 80 KVA para el área de RX, un transformador de 75KVA para el área de Tomografía, sumando un

consumo promedio mensual de 53200 KWh. Tiene instaladas alrededor de 1450 lámparas fluorescentes con balastro electromagnético que se mantienen encendidas las 24 horas del día en un promedio aproximado del 85% a pesar de tener niveles de iluminación natural que permitirían apagarlas pero no se disponen de sistemas inteligentes para control de iluminación. En muchas áreas se tienen circuitos de iluminación únicamente con interruptores en los tableros eléctricos lo que origina que permanezcan encendidos todo el tiempo.

Tabla 2

Consumos energía eléctrica Hospital Homero Castanier Crespo.

Columna1	MEDIDOR	PROM2012	PROM2013	ene-14	feb-14
		KWh	KWh	KWh	KWh
TOMOGRAFO	5385276	734,3	859,4	422	108
GENERAL	400002	51684	52006,3	51089	45381
RX	400008	37,9	77,4	84	68

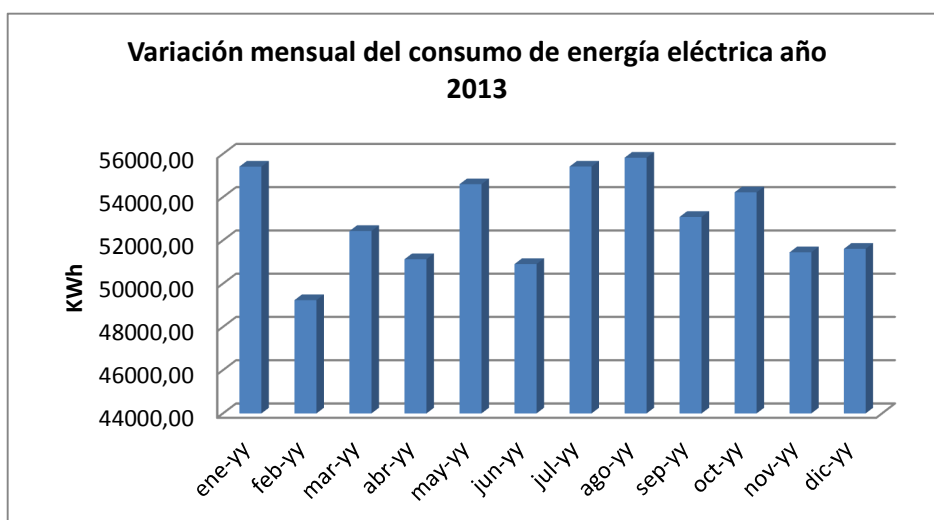


Figura 12 Variación mensual de consumo de energía eléctrica Hospital año 2013.

Las variaciones mensuales del consumo de energía eléctrica se deben a diversos factores, siendo el principal la cantidad de pacientes y el porcentaje de ocupación mensual, y también a aspectos de operación de los equipos.

Proponiendo una referencia estadística del consumo energético por cama, por día, tomando como referencia el promedio de consumo mensual durante el 2013, y que el porcentaje de ocupación es del 74,3%; se puede estimar lo siguiente:

- Promedio mensual del 2013:

$$\frac{E}{mes} = 52006,3 \frac{kWh}{mes}$$

- Promedio diario de consumo:

$$\frac{E}{día} = \frac{52006,3 kWh}{30 días}$$

$$\frac{E}{día} = 1733,54 \frac{kWh}{día}$$

- Promedio de consumo diario de energía por cama hospitalaria:
- Número de camas = 150
- Porcentaje de ocupación anual = 74,3%
- Número de camas porcentualmente ocupadas = 111 camas

$$\frac{E}{cama/día} = \frac{1733,54 \frac{kWh}{día}}{111 camas}$$

$$\frac{E}{cama/día} = 15,61 \frac{kWh}{cama/día}$$


Esta relación de consumo obtenida, se debe comparar con valores estándar de hospitales que sean muy eficientes, para saber la posibilidad de un trabajo de mejoramiento en el aspecto energético.

LEVANTAMIENTO DEL SISTEMA ELÉCTRICO.



Cuadro 4 Elementos de generación eléctrica.

CANT	ELEMENTO	CARACTERÍSTICAS TECNICAS	ESTADO	HORAS USO/DIA	OBSERVACIONES	
1	Transformador	Tipo: Trifásico Potencia nominal: 522 KVA Marca: OCREV. Voltaje Primario: 22000 V Voltaje Secundario: 219 V Corriente Primario: 13.69 A Corriente Secundario: 1375 A	Bueno	24	Tiempo operación: 32 años, se realizan mantenimientos cada 6 meses.	
1	Transformador	Tipo: Trifásico Potencia nominal: 77.9 KVA Marca: OCREV. Voltaje Primario: 22000 V Voltaje Secundario: 219 V Corriente Primario: 2.04 A Corriente Secundario: 206.1 A	Bueno	24	Tiempo operación: 32 años, se realizan mantenimientos cada 6 meses.	
1	Transformador	Tipo: Trifásico Potencia nominal: 100 KVA Marca: INATRA. Voltaje Primario: 22000 V Voltaje Secundario: 219 V Corriente Primario: 2.04 A Corriente Secundario: 206.1 A	Bueno	1	Tiempo operación: 6 años, se realizan mantenimientos cada 6 meses.	
1	Grupo Electrónico	Tipo: Trifásico Potencia nominal: 180 KVA Marca: SDMO. Motor: John Deere Voltaje: 220 V Corriente: 470 A	Bueno.	1	Tiempo de operación 10 años. Se realizan mantenimientos cada 6 meses	

Cuadro 5 Elementos de distribución eléctrica.

10	Tablero Secundario	Tablero italiano marca QES, con instrumentación Siemens y Magrini Galileo , 64 espacios de breakers , seccionador y 4 espacios de arranques de individuales de mayor carga.	Bueno.	24	Distribución: Alimentación de Luminarias y Tomacorrientes, generales y de emergencia. Tiempo de operación: 32 años	
4	Tablero Secundario	Tablero italiano marca QES, con instrumentación Siemens y Magrini Galileo , 48 espacios de breakers , seccionador.	Bueno.	24	Distribución: Alimentación de Luminarias y Tomacorrientes, generales y de emergencia, ascensores. Tiempo de operación: 32 años	
4	Tablero Secundario	Tablero italiano marca QES, con instrumentación Siemens y Magrini Galileo , 20 espacios de breakers .	Bueno.	24	Distribución: Alimentación de Luminarias y Tomacorrientes, generales y de emergencia. Tiempo de operación 32 años.	
3	Tablero Secundario	Tablero colombiano marca Square , con instrumentación Siemens , 20 espacios.	Bueno.	24	Distribución: Alimentación de Luminarias y Tomacorrientes, generales y de emergencia.	


Continúa ➡

2	Tablero Secundario	Tablero colombiano marca <u>Square</u> , con instrumentación Siemens, 12 espacios.	Bueno.	24	Distribución: Alimentación de Luminarias y Tomacorrientes, generales y de emergencia.	
3	Tablero Secundario	Tablero colombiano marca <u>Square</u> , con instrumentación Siemens, 6 espacios.	Bueno.	24	Distribución: Alimentación de Luminarias y Tomacorrientes, generales y de emergencia.	

Cuadro 6 Elementos de consumo eléctrico: Etapa de potencia.

CANT	ELEMENTO	CARACTERISTICAS TECNICAS	ESTADO	HORAS USO/DIA	OBSERVACIONES	
1	MOTOR.	Marca Mitsubishi. Carga Nominal: 750 Kg. Velocidad Nominal: 60m/min.	Bueno	24	Tiempo operación: 15 años. Trabaja óptimamente, se le da mantenimiento cada 6 meses.	
3	Bombas de alimentación a hidroneumáticos.	Tipo: centrífuga. Marca: SIEMENS(2) Modelo: PG132SM (2) <u>Pot.elec:</u> 15HP (2) RPM: 3520. V: 220V Marca: ACMOTOR.(1) Modelo: SC. <u>Pot.elec:</u> 20HP. V: 220V RPM: 3520.	Bueno	1	Tiempo de operación: 15 años (SIEMENS), 32 años (ACMOTOR). Las 3 bombas son marca BERKELEY PUMPS. Modelo B2ZRLS.	

Cuadro 7 Elementos de consumo eléctrico: Etapa de iluminación.

CANT	ELEMENTO	CARACTERISTICAS TECNICAS	ESTADO	HORAS USO/DIA	OBSERVACIONES	
1450	Lámparas	Tipo: Fluorescentes Potencia: 40W Arranque: Balastro Electromagnético Voltaje: 110 V	Bueno	20 (PROMEDIO)	Tiempo operación: 32 años. Se evidencia elementos de vapor como trampas y llaves en mal estado, falta de aislamiento térmico.	

2.2.2.2 SISTEMA TÉRMICO.

EVALUACIÓN INICIAL

El vapor es el fluido de trabajo para las áreas de LAVANDERÍA, COCINA, CENTRAL DE ESTERILIZACIÓN, CALENTAMIENTO DE AGUA. Se tiene un consumo promedio de 2900 galones de diésel. El tipo industrial, este valor se ha registrado de planillas de adquisición de combustible puesto que no existe un sistema de medición de consumo diario con instrumentación. En una evaluación actual del sistema se determinan muchas fugas de vapor por la obsolescencia de la tubería y sus accesorios; deficiente sistema de recuperación de condensado; no existe sistema de cogeneración, el calor de combustión residual es expulsado hacia el ambiente por la chimenea de gases lo que se traduce en grandes pérdidas energéticas; se observa también pérdidas de calor por falta de aislante térmico en tuberías. Con los datos que disponemos se ha calculado un índice de consumo de energía térmica de 9.73 MWh/cama/año. Hay que considerar también que los elementos de consumo del Hospital Homero Castanier son pocos y se han sustituido las autoclaves de vapor por autoclaves de generación eléctrica para la obtención de vapor.

Cálculo de índice de consumo térmico.-

- Eficiencia medida del caldero a través del método de análisis de gases de combustión= 82.6%.
- Consumo mensual promedio=2900 galones.
- Poder calorífico del diésel II: $PC = 43.10 \frac{MJ}{Kg}$
- Densidad del diésel II: $\rho = 832 \frac{Kg}{m^3}$

$$e = \frac{Q_{vapor}}{Q_{combustible}} \quad [Ecuación 2.1]$$

En donde:

$e =$ eficiencia de combustión.

$Q_{vapor} =$ Cantidad de vapor generada

$Q_{combustible} =$ Cantidad de combustible consumida

$$Q_{combustible} = m \times PC \quad [Ecuación 2.2]$$

En donde:

$m =$ masa de combustible

$PC =$ Poder calorífico del combustible

$$m = \rho * V \quad [Ecuación 2.3]$$

En donde:

$\rho =$ densidad del combustible.

$V =$ volumen de combustible

Conversión de unidades: 1 gal=0.00378m³.

$$\text{Consumo anual: } 2900 \frac{\text{gal}}{\text{mes}} \times 12 \text{ meses} = 34800 \frac{\text{gal}}{\text{año}} = 131.73 \frac{\text{m}^3}{\text{año}}$$

$$m = \rho * V = 832 \frac{Kg}{m^3} * 131.73 \frac{m^3}{año} = 109600 \frac{Kg}{año}$$

De la ecuación 2.2

$$Q_{combustible} = 109600 \frac{Kg}{año} * 43.10 \frac{MJ}{Kg} = 4723732 \frac{MJ}{año}$$

De la ecuación 2.1

$$Q_{vapor} = e Q_{combustible}$$

$$Q_{vapor} = 0.826 * 4723732 \frac{MJ}{año} = 3901803 \frac{MJ}{año}$$

Conversión de unidades: 1kWh=3.6 MJ

$$Q_{vapor} = 1083834 \frac{KWh}{año} = 1084 \frac{MWh}{año}$$

150 camas con porcentaje de ocupación del 74.2%


$$E_T = \frac{Q_{vapor}}{\text{Numero camas} * \% \text{ocupación}} \quad [\text{Ecuación 2.4}]$$

Por tanto energía térmica:



$$E_T = 9.73 \frac{MWh}{camas} / año$$

LEVANTAMIENTO DEL SISTEMA DE VAPOR.



Cuadro 8 Elementos de generación de vapor.

CANT	ELEMENTO	CARACTERISTICAS TECNICAS	ESTADO	HORAS USO/DIA	OBSERVACIONES	
2	Calderas de vapor	Tipo: <u>Pirotubular</u> . Pasos: 2 Potencia nominal: 800 Kg vap/h Marca: <u>Standard Kessel</u> Italia. P.Máx. Trabajo: 12Kg/cm ² Combustible: Diesel II industrial Queimador: <u>Weishaupt</u> <u>Monarch</u> 1.5KW 3400 rpm	Bueno	11	Tiempo operación: 32 años. Estado de los tubos de fuego bueno. Recibe mantenimiento preventivo semestral con prueba de gases de combustión, tratamiento de agua de ingreso.	
2	Bombas de alimentación de agua a calderas	Tipo: centrífugas. Potencia eléctrica: 5HP. Marca: <u>Hidromac</u> Modelo: 15T. Caudal máx. 150 GPM. RPM: 1750	Bueno	2	Tiempo de operación: 2 y 3 años. Funcionan un promedio de 50 minutos por día. Mantenimiento preventivo semestral	
1	Bomba alimentación de combustible a quemadores	Tipo: centrífuga. Potencia: 0.75 HP. Marca: <u>Tuthill</u> . Modelo: 201 ENV-0 Caudal: 9.5 gal/min RPM: 1700	Bueno	1	Tiempo de operación: 10 años Bomba de alimentación de tanques de almacenamiento de combustible a tanque de consumo diario y distribución por gravedad.	
2	Bomba dosificación químicos a línea	Potencia: 0.25 HP. Caudal máx.: 60GPH. Amperaje: 1.5A Marca: LMI. Modelo: B111-392 SI	Bueno.	1	Tiempo de operación: 5 años. Dosificación de de químicos a línea de alimentación. Mantenimiento preventivo semestral.	
1	Ablandador	Marca: <u>Culligan</u> Modelo: <u>HiFlo</u> Caudal: 120GPH	Bueno		Tiempo de operación: 2 años. Se realiza regeneración semanal, tiempo de funcionamiento 2.5 horas.	

Cuadro 9 Elementos de distribución de vapor.

1	Colector de vapor 2	Una entrada de vapor a 5 Kg/cm ² , una salida a lavandería (5Kg/cm ²), una salida al banco reductor de esterilización (5 Kg/cm ²), una salida al segundo banco reductor de casa de maquinas que reduce de 5 a 0.5 Kg/cm ² y alimenta a cocina, dos salidas de reserva y una salida al tanque de agua caliente.	Regular, presencia de fugas y fallas de aislamiento.		Elementos: llaves de paso. Tiempo de operación 32 años. Se ha cambiado una válvula de paso.	
1	Red de tubería	La tubería de vapor de la red es de acero negro sin costura y de cédula 40 la tubería es soldada y consta del respectivo aislamiento térmico, así como los soportes respectivos.	Regular: existen tramos sin aislamiento térmico.		Tubería de alimentación y condensado de ½", ¾", 1", 1.5", 2", 3" en líneas de alimentación con respectivos elementos: válvulas de paso, by pass, et. Tiempo de operación 32 años.	

Cuadro 10 Elementos de recuperación de condensado.

CANT	ELEMENTO	CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS	ESTADO	HORAS USO/DIA	OBSERVACIONES	
1	Red de tubería de recuperación de condensado.	Tubería de acero negro sin costura y de cédula 40. La tubería es soldada y consta del respectivo aislamiento térmico y soportes.	Regular: existen tramos sin aislamiento térmico. Existen trampas de vapor malas		Tiempo operación: 32 años. Se han sustituido trampas de vapor de balde invertido por trampas hidrodinámicas. Se evidencia	
1	Tanque de condensado	Capacidad: 8m ³ Temperatura promedio de agua caliente: 85°C.	Regular		Tiempo de operación: 32 años. Se cambio la base total del tanque.	

Cuadro 11 Elementos de consumo de vapor.

1	Secadora de ropa	<p>Marca: WASCOMAT. Modelo: TD75. Capacidad: 34 Kg Consumo vapor: 40 Kg/h</p>	Bueno	5 h/día	<p>Tiempo de operación: 7 años. Equipo en muy buen estado. Consumo diario de vapor= 200 Kg/día.</p>	
1	Secadora de ropa	<p>Marca: Metramo. Modelo: SR-932. Capacidad: 35 Kg. Consumo vapor: 50 Kg/h.</p>	Bueno	5h/día	<p>Tiempo de operación: 20 años. Accesorios y trampas en buen estado, falta aislamiento térmico. Consumo diario de vapor= 250Kg/día.</p>	
1	Planchadora de rodillos	<p>Marca: Flatwork ironers Modelo: S950X66 Consumo vapor: 65 kg/h</p>	Bueno	5h/día	<p>Tiempo de operación: 4 años. Accesorios y trampas en buen estado. Consumo diario de vapor= 325Kg/día</p>	
1	Marmitas de vapor central	<p>Marca: VULCAN. Consumo: 75Kg/h.</p>	Malo	7h/día	<p>Tiempo de operación: 32 años. Tuberías, accesorios y aislantes en mal estado. Presencia de grandes fugas de vapor. Consumo diario de vapor= 525 Kg/día</p>	

Continúa →

1	Esterilizador a vapor	Marca: <u>Colussi</u> Modelo: 3402 Temperatura: 143°C. Consumo vapor: 24Kg/h a 2.5 Ate. Capacidad: 142lt	Regular	5h/mes	Tiempo de operación: 32 años. Esta autoclave se utiliza únicamente 1 vez por semana. Línea de vapor y retorno de condensado en muy mal estado falta aislamiento térmico. Se disponen de 2 autoclaves eléctricos modernos. Consumo diario de vapor=4Kg/día	
1	Destilador de agua	Marca: <u>Colussi</u> . Capacidad: 5 gal/h. Consumo vapor: 20Kg/h	Malo	4h/mes	Tiempo de operación: 32 años. Línea de vapor y retorno de condensado en muy mal estado falta aislamiento térmico. Consumo diario de vapor= 2.66 Kg/día.	
1	Tanque de agua caliente.	Calentamiento: vapor Capacidad: 3000 l Área: 2.6m². Presión: 6 Kg/cm² <u>Temp. agua: 83°C.</u> Consumo: 70 Kg/h	Bueno	12h/día	Tiempo operación: 32 años. Hace 9 años se cambio el serpentín del intercambiador de calor. Se evidencia falta de aislamiento térmico en algunos elementos. Consumo diario de vapor= 840Kg/día.	

De acuerdo a los consumos registrados en cada uno de los elementos se tiene un requerimiento diario= 2325.7 Kg vapor.

Cálculo de la energía necesaria para generar esta cantidad de vapor:

1.- Cálculo del Q necesario para llevar 2325.7 Kg de agua hasta el punto de ebullición a 1 bar de presión. El tanque de condensado generalmente presenta una temperatura de 85°C. (Incropera F, 1996)

$$Q = m * C_p * \Delta T \quad [\text{Ecuación 2.5}]$$

En donde:

Q = cantidad de calor

m = masa de agua.

C_p = capacidad calorífica específica a presión constante.

ΔT = diferencial de temperatura.

$$Q = 2325.7Kg * 4.2 \frac{KJ}{KgK} * (92 - 85) = 68.38MJ$$

2.- Evaporando agua a vapor a 4 bar de presión (Presión en la que está operando normalmente el caldero).

De tablas termodinámicas con presión $P=4bar$. (Cengel Y. , Termodinámica, 2009)

$$T=143.6^{\circ}C; \Delta h_v = 2738.6 \frac{KJ}{Kg}$$

$$Q = m * \Delta h_v \quad [Ecuación 2.6]$$

En donde:

Q = cantidad de calor

m = masa de agua.

Δh_v = diferencial de entalpia de vapor

$$Q = m * \Delta h_v = 2325.7Kg * 2738.6 \frac{KJ}{Kg} = 6369MJ$$

$$Q_{total} = Q_{latente} + Q_{sensible} \quad [Ecuación 2.7]$$

$Q_{total} = 68.38 + 6369 = 6437.38MJ$ Energía total requerida para cubrir demanda.

Cálculo de la masa de combustible necesaria para generar esta energía:

$$e = \frac{Q_{vapor}}{Q_{combustible}} \quad [\text{Ecuación 2.8}]$$

En donde:

e = eficiencia de la combustión

Q_{vapor} = cantidad de calor de vapor.

$Q_{combustible}$ = cantidad de calor del combustible

De la ecuación 2.8

$$Q_{combustible} = \frac{Q_{vapor}}{e} = \frac{6437.38MJ}{0.826} = 7793.4MJ$$

$$Q_{combustible} = m * PC \quad [\text{Ecuación 2.9}]$$

En donde

$Q_{combustible}$ = cantidad de calor de combustible.

m = masa de combustible

PC = poder calorífico del combustible.

De la ecuación 2.9

$$m_{combustible} = \frac{7793.4MJ}{43.10 \frac{MJ}{Kg}} = 180.82 \frac{Kg}{dia}$$

$$V_{combustible} = \frac{m}{\rho} \quad [\text{Ecuación 2.10}]$$

En donde:

$V_{combustible}$ = volumen de combustible.

$m = \text{masa de combustible}$

$\rho = \text{densidad del combustible.}$

$$V_{\text{combustible}} = \frac{180.82 \text{Kg}}{832 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}} = 0.217 \frac{\text{m}^3}{\text{dia}}$$

Cálculo de la masa diaria de combustible que se está consumiendo diariamente.

Consumo promedio= 2900 gal/mes= 96.66 gal/día=0.3654 m³/día.

$$m_{\text{combustible}} = V * \rho = 0.3654 \text{m}^3 * 832 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} = 304 \frac{\text{Kg}}{\text{dia}}$$

Con este cálculo preliminar es evidente la ineficiencia del sistema de generación de vapor. Para generar los 2325.7 $\frac{\text{Kg}}{\text{dia}}$ se requieren 180.82 $\frac{\text{Kg}}{\text{dia}}$ actualmente se está consumiendo un promedio diario de 304 $\frac{\text{Kg}}{\text{dia}}$ lo que se traduce en un consumo del 67.74% mayor al requerido. Por tanto se constituye en un sistema energéticamente gestionable dentro del proyecto de eficiencia energética planteado.

Comparándolo con algunos indicadores de consumos de energía térmica en Europa (CADDET, 1997), se tienen los siguientes indicadores:

$$E_T = 33.9 \frac{\text{MWh}}{\text{cama}} / \text{año}$$

$$E_T = 367 \frac{\text{KWh}}{\text{m}^2} / \text{año}$$

Comparándolo con los indicadores obtenidos en el Hospital Homero Castanier que son:

$$E_T = 9.73 \frac{\text{MWh}}{\text{cama}} / \text{año}$$

Para un área de 5700 m²:

$$E_T = 1084 \frac{MWh}{año} = 190 \frac{KWh}{m^2/año}$$

Sin embargo estos indicadores son susceptibles de análisis debido a que muchos de los procesos como Central de Esterilización no tiene consumos significativos de vapor puesto que los autoclaves han sido reemplazados por autoclaves de generación de vapor con resistencias eléctricas, en la cocina se han reemplazado algunas marmitas por el uso de cocinas de gas y cocinas eléctricas, no existe climatización, en algunas lavadoras se han suspendido en la programación de los ciclos de lavado el ingreso de vapor. El análisis realizado en base al consumo actual de combustible comparado con el consumo de combustible requerido para satisfacer la demanda de vapor por día es un análisis más real de la situación energética del sistema de vapor.

La composición del consumo de energía térmica/día en el Hospital está distribuida de la siguiente manera:

$$m_{combustible} = 304 \frac{Kg}{dia}$$

$$\text{Generación de vapor} = 3910 \frac{Kg}{dia}$$

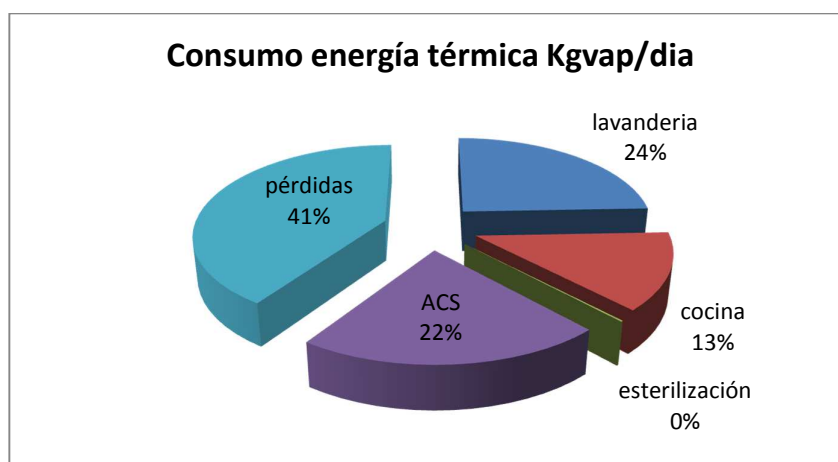


Figura 13 Consumo energía térmica Kgvap/día.

Los resultados obtenidos dan un 41% correspondiente a pérdidas que puede deberse a las siguientes causas:

- Se opera la caldera a elevadas presiones por encima de lo requerido en el Hospital.
- No se calibra en forma periódica la relación aire/combustible.
- No se reparan fugas en las líneas de distribución de vapor.
- Existen retornos de carga viva de vapor hacia el tanque de condensado por fallo en trampas y accesorios.
- No se efectúa mantenimiento en el aislamiento y accesorios de la línea de vapor.
- Se mantienen tramos de tubería de vapor que ya no forman parte del proceso

2.2.2.3 SISTEMA DE VACÍO.

El sistema cuenta con una bomba de vacío tipo paleta rotativa lubricada por aceite con una capacidad de aspiración de 4m³/h y una potencia eléctrica de 2.20kW con un promedio de funcionamiento de 2.52h/día. No se constituye en un sistema de potencial ahorro energético.

2.2.2.4 SISTEMAS DE GASES MEDICINALES.

Instalación de tanque de O₂ criogénico de 6000 Kg de capacidad. No representa ningún consumo energético representativo.

2.2.2.5 SISTEMA DE AGUA POTABLE Y RESIDUAL.

EVALUACIÓN INICIAL.

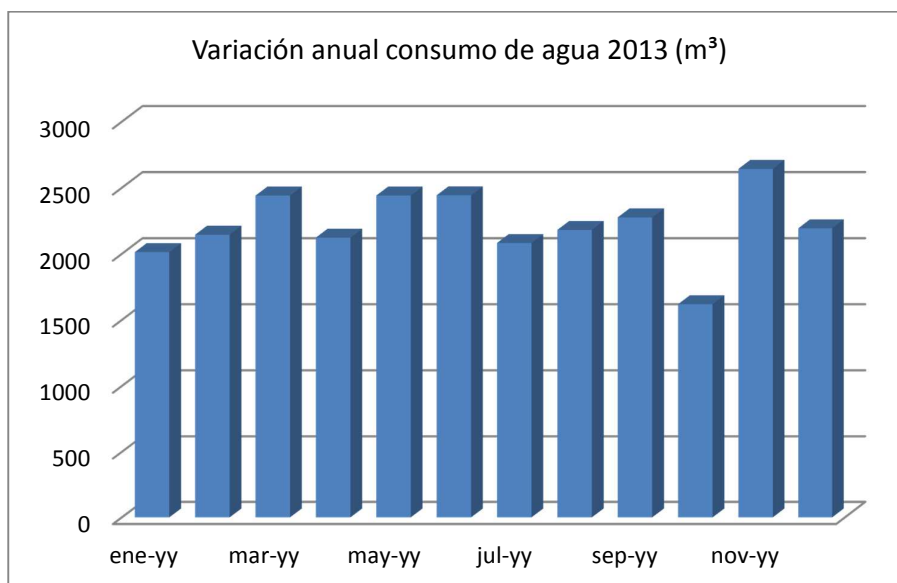
El agua potable se emplea en usos generales como instalaciones sanitarias de habitaciones de pacientes y público en general, lavandería, aseo y limpieza de las instalaciones, cocina y generación de vapor.

Para el sistema de distribución de agua se disponen de 2 cisternas de almacenamiento de 80 m³ cada una de agua potable de ingreso y agua potable tratada. Se muestran estadísticas de consumo:

Tabla 3

Consumo de agua potable Hospital Homero Castanier Crespo.

MEDIDOR	PROM2012	PROM2013	ene-14	feb-14
	m ³	m ³	m ³	m ³
578643	812,7	1063	1079	923
5068692	1346,7	1126	1146	972

**Figura 14** Variación mensual del consumo de agua Hospital año 2013.

El Hospital registró en el 2013 un consumo promedio mensual de 2189 m³ que corresponde a una tasa promedio considerando un porcentaje de ocupación del 74,2 % del 2013 de 0.66 m³/cama/día. Este valor comparado con estadísticas internacionales de consumo de 0.2 m³/cama/día en Europa (Fundación de la Energía de la Comunidad de Madrid, 2010) representan un potencial ahorro de energía en este sistema.

El actual sistema no dispone de economizadores en grifos, duchas e inodoros. La mayor parte de las instalaciones mantienen sus accesorios originales (32 años de vida útil) con consumos en los inodoros con sistema de fluxómetro de pared de aproximadamente 12 litros por descarga cuando

actualmente el criterio ahorrador fija el requerimiento máximo por descarga en 6 litros.





Hay que tener claro, que un programa de eficiencia en consumo de agua produce también un ahorro en la disminución de generación de aguas residuales, un ahorro de energía ya que el almacenamiento y transporte del agua generan costos, de igual manera una reducción de consumo de agua caliente significa un ahorro de consumo de combustible en las calderas.

LEVANTAMIENTO DEL SISTEMA DE AGUA POTABLE Y RESIDUAL.

Cuadro 12 Elementos de suministro de agua fría.

CANT	ELEMENTO	CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS	ESTADO	HORAS USO/DIA	OBSERVACIONES	
2	Cisternas de almacenamiento	Construcción: hormigón armado. Volumen: 80m ³ c/u	Bueno		Tiempo operación: 32 años. La primera cisterna corresponde a almacenamiento de ingreso, y la segunda de almacenamiento de agua tratada con sistema de clorificación.	
2	Bombas de traspaso de tanque de almacenamiento de ingreso a cisterna de agua tratada.	Tipo: centrifugas. Potencia eléctrica: 2.2HP Marca: SCHNEIDER Modelo: BC21R. Caudal: 20m ³ /h RPM: 3465	Bueno	3	Tiempo de operación: 7 años. Utilizan un sistema de clorificador de 21GPM	
3	Bombas de alimentación a hidroneumáticos.	Tipo: centrifuga. Marca: SIEMENS(2) Modelo: PG132SM (2) Pot.elec: 15HP (2) RPM: 3520. V: 220V cosφ: 0.85 Marca: ACMOTOR.(1) Modelo: SC. Pot.elec: 20HP. V: 220V RPM: 3520. cosφ: 0.87	Bueno	1	Tiempo de operación: 15 años (SIEMENS), 32 años (ACMOTOR). Las 3 bombas son marca BERKELEY PUMPS. Modelo B2ZRLS.	
2	hidroneumáticos	Capacidad: 4500 l Marca: BARAGETTI P: 6Kg/cm ² Area: 50m ²	Bueno		Tiempo de operación: 32 años. Las bombas arrancan cuando los presóstatos dan una presión de 3Kg/cm ² y se apagan cuando existe una presión de 5Kg/cm ²	
1	Red de tuberías	Tuberías de hierro galvanizado, cedula 40, uniones roscadas, completa con accesorios de unión, soportes y señalización.	Bueno.		Tiempo de operación: 32 años. Instalaciones en buen estado.	

Cuadro 13 Elementos de suministro de agua caliente y recirculación.

CANT	ELEMENTO	CARACTERISTICAS TECNICAS	ESTADO	HORAS USO/DIA	OBSERVACIONES	
1	Tanque de agua caliente.	Calentamiento: vapor Capacidad: 3000 l Área: 2.6m ² . Presión: 6 Kg/cm ² Temp.agua: 83°C. Control: Termostato.	Bueno	12/h	Tiempo operación: 32 años. Hace 9 años se cambió el serpentín del intercambiador de calor. Se evidencia falta de aislamiento térmico en algunos elementos.	
1	Tanque de expansión y válvula mezcladora de 3 vías.		Bueno	24h/día	Tiempo de operación: 32 años. 2 sistemas de distribución: 65-75 °C lavandería. 45-50°C Red de agua caliente sanitaria.	
2	Bombas de recirculación de agua caliente.	Tipo: centrífuga. Marca: SIEMENS Modelo: THN Pot.elec: 0.5HP V: 220V Modelo: SC. Pot.elec: 20HP. V: 220V	Bueno		Tiempo de operación: 32 años. Las bombas se encuentran en buen estado.	
1	Red de tuberías	Las tuberías son de hierro galvanizado, cédula 40 uniones roscadas, completa con accesorios, soportes y aislamiento señalizadas.	Bueno		Tiempo de operación: 32 años. Se evidencia buen estado de las tuberías y aislamientos.	

2.2.2.6 OTROS SISTEMAS.

El Hospital no cuenta con otros sistemas relevantes desde el punto de vista energético y que serán descritos brevemente:

SISTEMA DE CLIMATIZACIÓN.

El sistema de climatización de quirófanos está fuera de operación desde hace aproximadamente 15 años. Se ha reemplazado sin ningún criterio técnico y de seguridad hospitalaria la instalación de aires acondicionados puntuales (4 en total) tipo Split de 24000 BTU. En el área administrativa y lavandería se han instalado 4 unidades de las mismas características. No existe un consumo energético representativo en este sistema.

SISTEMA DE EXTRACCIÓN DE AIRE.

El Hospital cuenta con un sistema de recirculación de aire que ha sido eliminado sin criterio técnico para hacer uso de áreas de cubiertas para nuevas construcciones. Actualmente el sistema está compuesto únicamente por 2 motores extractores cuyo consumo no es representativo para el estudio.

2.2.3 SELECCIÓN DEL SISTEMA TÉRMICO COMO POTENCIALMENTE GESTIONABLE.

2.2.3.1 CÁLCULO DE ÍNDICES DE DESEMPEÑO ENERGÉTICO.

Los índices de desempeño energético hospitalario miden el consumo de energía por paciente o por cama hospitalaria ($\frac{MWh}{cama}/año$), y el consumo de energía por área de construcción ($\frac{kWh}{m^2}/año$). Para comparar los indicadores energéticos entre hospitales hay que considerar los siguientes factores que influyen mucho sobre los mismos:

- El tamaño del hospital, tanto en número de camas como en superficie.
- Las funciones realizadas en el edificio, según se trate de un hospital básico, general, de especialidades.
- La ubicación, que determinará las condiciones climáticas.
- Los servicios complementarios que posee el hospital como la lavandería, la cocina, la zona de esterilización.
- Los recursos energéticos de los que se dispone, tanto propios como exteriores: electricidad, diésel.

Para el cálculo de los índices de desempeño energético en el sistema térmico se requiere realizar el balance del sistema térmico del Hospital y proceder con el cálculo real, luego de obtener la eficiencia real del sistema térmico se comparará con los indicadores energéticos estimados al inicio de este estudio. Con los indicadores energéticos calculados, se procederá a compararlos con estándares internacionales para determinar la potencialidad de la gestión en el sistema energético estudiado. Los indicadores de desempeño energético los analizaré en tres escenarios:

1. Evaluación inicial con eficiencia térmica estimada.
2. Evaluación con eficiencia térmica actual calculada.
3. Evaluación con eficiencia térmica luego de mejoras al sistema.

Cálculo del índice de consumo térmico escenario N°1

Índice de desempeño energético térmico calculado en el apartado 2.2.2.1.

$$E_T = 9.73 \frac{MWh}{\text{cama}} / \text{año}$$

$$E_T = 190 \frac{kWh}{m^2} / \text{año}$$

Cálculo de índice de consumo térmico escenario N°2.

De acuerdo a los consumos registrados en cada uno de los elementos se tiene un requerimiento diario= 2325.7 Kg vapor.

1.- Cálculo del Q necesario para llevar 2325.7 Kg de agua hasta el punto de ebullición a 1 bar de presión. El tanque de condensado presenta una temperatura de 88°C.

$$Q = m * C_p * \Delta T \quad [\text{Ecuación 2.5}]$$

En donde:

Q = cantidad de calor

m = masa de agua.

C_p = capacidad calorífica específica a presión constante.

ΔT = diferencial de temperatura.

$$Q = 2325.7 \text{Kg} * 4.2 \frac{\text{KJ}}{\text{KgK}} * (92 - 88) = 39,06 \text{MJ}$$

2.- Evaporando agua a vapor a 4 bar de presión (Presión en la que está operando normalmente el caldero).

De tablas termodinámicas con presión $P=4\text{bar}$. (Cengel Y. , Termodinámica, 2009)

$$T=143.6^\circ\text{C}; \Delta h_v = 2738.6 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$$

$$Q = m * \Delta h_v \quad [\text{Ecuación 2.6}]$$

En donde:

Q = cantidad de calor

m = masa de agua.

$\Delta h_v =$ diferencial de entalpia de vapor

$$Q = m * \Delta h_v = 2325.7 \text{Kg} * 2738.6 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}} = 6369 \text{MJ}$$

$$Q_{total} = Q_{latente} + Q_{sensible} \quad [\text{Ecuación 2.7}]$$

$Q_{total} = 39,06 + 6369 = 6408,06 \text{MJ}$ Energía total requerida para cubrir demanda.

- Eficiencia del sistema térmico calculado= 59.24%. (Calculado en el apartado 2.2.3.2)
- Qdemandado=6408,06 MJ/día

$$e = \frac{Q_{vapor}}{Q_{combustible}}$$

En donde:

$e =$ eficiencia del sistema térmico

$Q_{vapor} =$ Calor de vapor requerida

$Q_{combustible} =$ Calor de combustible quemado

$$Q_{combustible} = \frac{Q_{vapor}}{e} = \frac{6408,6 \frac{\text{MJ}}{\text{día}}}{0,5924} = 10818,03 \frac{\text{MJ}}{\text{día}} * 365 \text{días} = 3948580 \frac{\text{MJ}}{\text{año}}$$

$$Q_{combustible} = 3948580 \frac{\text{MJ}}{\text{año}} * \frac{1 \text{Kwh}}{3,6 \text{MJ}} = 1096,83 \frac{\text{Mwh}}{\text{año}}$$

150 camas con porcentaje de ocupación del 74.2%

$$E_T = \frac{Q_{combustible}}{\text{Numero camas} * \% \text{ocupación}}$$

$$E_T = \frac{1096,83}{150 \cdot 0,742}$$

Por tanto energía térmica:

$$E_T = 9,85 \frac{MWh}{cama} / año$$

Para un área de 5700 m²:

$$E_T = 1096,83 \frac{MWh}{año} = 192 \frac{KWh}{m^2} / año$$

Cálculo de índice de consumo térmico escenario N°3

$$Q_{combustible} = \frac{Q_{vapor}}{e} = \frac{6408,6 \frac{MJ}{día}}{0,6706} = 9556,51 \frac{MJ}{día} * 365 días = 3488129 \frac{MJ}{año}$$

$$Q_{combustible} = 3488129 \frac{MJ}{año} * \frac{1Kwh}{3,6 MJ} = 968,92 \frac{Mwh}{año}$$

150 camas con porcentaje de ocupación del 74.2%

$$E_T = \frac{Q_{combustible}}{Numero camas \cdot \% ocupación}$$

$$E_T = \frac{968,92}{150 \cdot 0,742}$$

Por tanto energía térmica:

$$E_T = 8,7 \frac{MWh}{cama} / año$$

Para un área de 5700 m²:

$$E_T = 968,92 \frac{MWh}{año} = 170 \frac{KWh}{m^2} / año$$

Realizando una comparación con indicadores de desempeño energético hospitalario a nivel internacional (CADDET, 1997) e ingresando con los datos del índice de consumo eléctrico antes y después del programa de gestión energética eléctrica (Gonzalez, 2015).

Escenario 1.

$$E_T = 9,73 \frac{MWh}{\text{cama}} / \text{año}$$

$$E_E = 5,80 \frac{MWh}{\text{cama}} / \text{año}$$

$$E_T = 190 \frac{KWh}{m^2} / \text{año}$$

$$E_E = 112,94 \frac{KWh}{m^2} / \text{año}$$

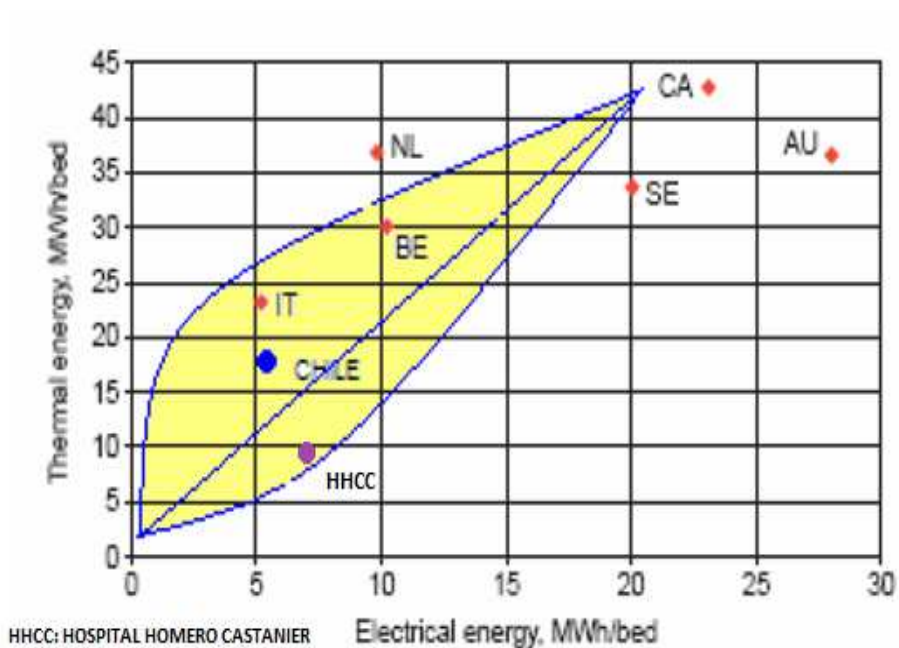


Figura 15 Indicadores consumo energético anual por cama escenario 1

Fuente: (CADDET, 1997)

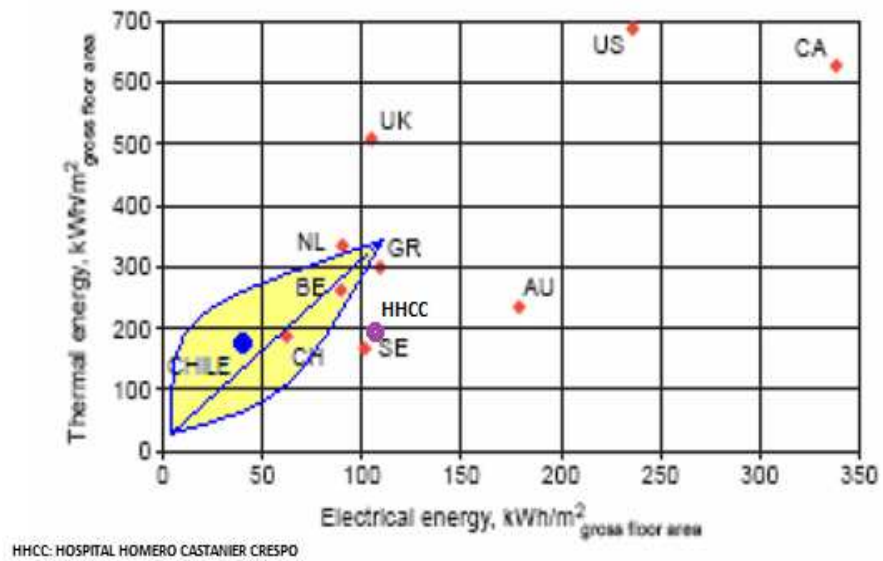


Figura 16 Indicadores consumo energético anual por área escenario 1

Fuente: (CADDET, 1997)

Escenario 2.

$$E_T = 9.85 \frac{MWh}{cama} / año$$

$$E_E = 5.69 \frac{MWh}{cama} / año$$

$$E_T = 192 \frac{KWh}{m^2} / año$$

$$E_E = 109.48 \frac{KWh}{m^2} / año$$

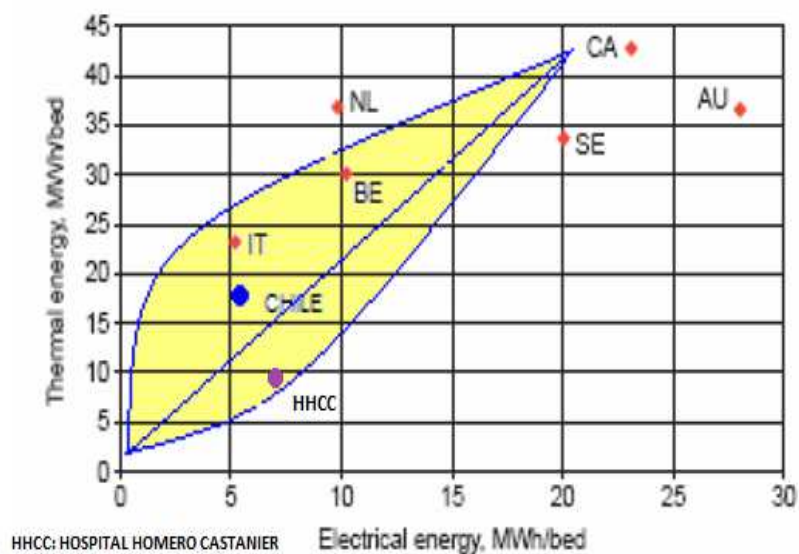


Figura 17 Indicadores consumo energético anual por cama escenario 2

Fuente: (CADET, 1997)

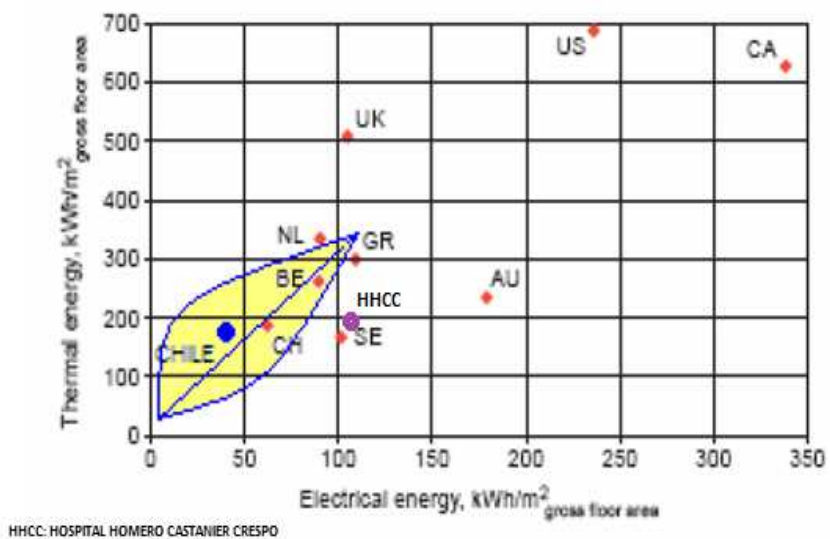


Figura 18 Indicadores consumo energético anual por área escenario 2

Fuente: (CADET, 1997)

Escenario 3.

Para el escenario 3 se considera el índice de consumo eléctrico luego del programa de gestión energética implementado en el área eléctrica. (Gonzalez, 2015)

$$E_T = 8.7 \frac{MWh}{cama} / año \quad E_E = 4.56 \frac{MWh}{cama} / año$$

$$E_T = 170 \frac{KWh}{m^2} / año \quad E_E = 88.84 \frac{KWh}{m^2} / año$$

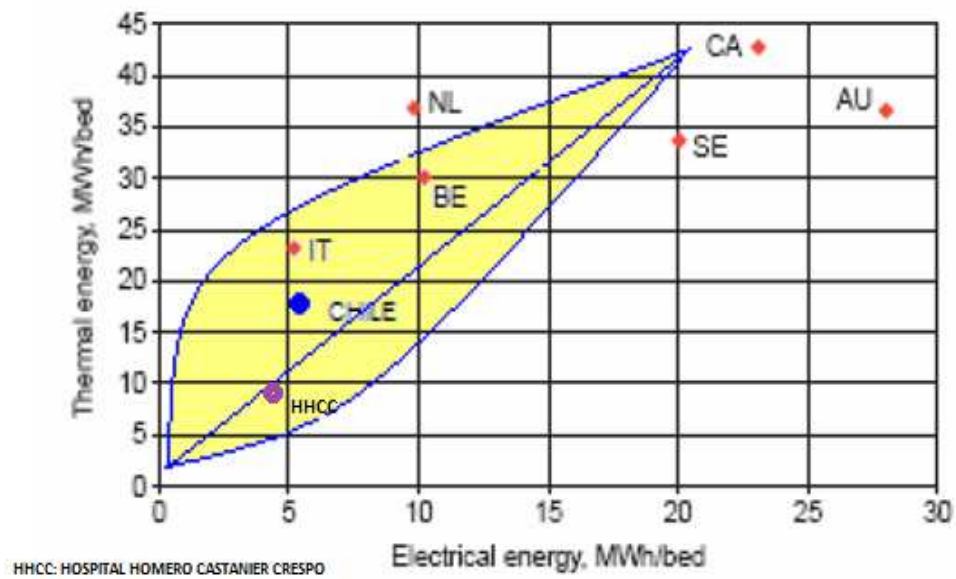


Figura 19 Indicadores consumo energético anual por cama escenario 3

Fuente: (CADET, 1997)

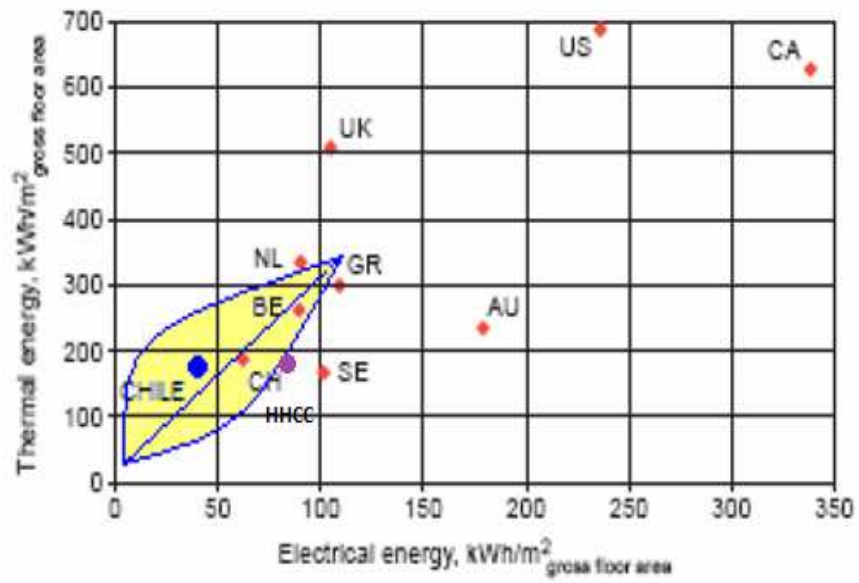


Figura 20 Indicadores consumo energético anual por área escenario 3

Fuente: (CADDET, 1997)

2.2.3.2 BALANCE ENERGÉTICO DEL SISTEMA TÉRMICO

MARCO TEÓRICO.-

Un balance energético del sistema térmico corresponde a un análisis de un proceso que muestra de dónde viene el calor y a donde va. Las mediciones que son necesarias para obtener este balance de energía incluyen: entradas de energía, pérdidas de energía al ambiente y descargas de energía. (CONUEE, 2009)

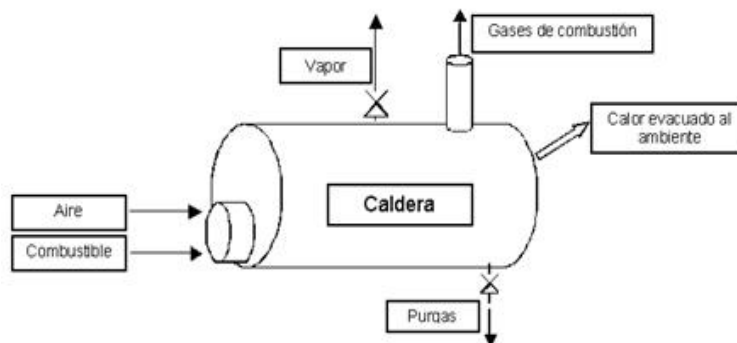


Figura 21 Esquema de un balance energético del sistema térmico.

Entradas de energía.

La energía en el proceso térmico de la caldera del Hospital en estudio entra como energía química en la forma de combustible fósil (diésel II industrial). Para el balance energético es necesario medir la entrada de combustible. Las pruebas de los productos de salida (gases de combustión) dan información suficiente para derivar el flujo de oxidante (aire) si se tienen disponibles datos exactos sobre el flujo de combustibles, en el Hospital en estudio disponemos de información relacionada con la composición de gases de combustión que permiten una evaluación de la eficiencia en la quema y aprovechamiento del combustible con un valor determinado de 82.6% de los

últimos análisis registrados a través de la empresa contratada para el suministro de químicos para tratamiento de agua de los calderos y calibraciones de combustión.

Pérdidas de energía.

Las pérdidas de energía calorífica del proceso térmico al medio ambiente se efectúan por los mecanismos de radiación y convección.

La transferencia de calor por convección que tiene lugar a través de gases calientes en la superficie del caldero, que son desplazados por gases más fríos, se pueden analizar usando la ley de enfriamiento de Newton:

$$\frac{dQ}{dt} = h_{cr}A(T_s - T_o)$$

Donde:

$\frac{dQ}{dt}$ = rapidez de pérdida de calor en unidades de energía $\left[\frac{J}{h}\right]$

h_{cr} = Coeficiente de transferencia de calor $\left[\frac{J}{h.m^2.c}\right]$

A = Área de la superficie que pierde calor $[m^2]$

T_s = Temperatura de la superficie $[^{\circ}C]$

T_o = Temperatura ambiente $[^{\circ}C]$

Se utilizará como instrumento de medición un láser infrarrojo para la medición de la temperatura superficial.

Descargas de energía.

La composición, rapidez de descarga y temperatura de cada salida de la unidad de proceso térmico son necesarias para completar el balance de energía. En el caso de caldera de vapor con quema de combustible fósil, se requiere la composición de los productos de escape, la temperatura del gas producto de la combustión y el régimen de entrada de combustibles para derivar:

- Gasto de entrada de aire.
- Gasto del gas de escape.
- Descarga de energía por la chimenea de escape.

La composición de los productos de escape la determinaremos mediante un analizador de gases de combustión TESTO 350 propiedad de la empresa TRATAGUAS encargada de la calibración de combustión y tratamiento de agua de calderos con contrato con el Hospital en estudio, con análisis trimestrales de eficiencia de gases de combustión. Generalmente se suministra aire en exceso al combustible de manera que cada una de las moléculas de combustible reacciones con el número necesario de moléculas de oxígeno, aun cuando el proceso físico de mezcla sea imperfecto.

Eficiencia térmica.

El proceso de calcular la eficiencia comienza con la determinación, lo más precisa posible, de la cantidad de energía que entra al proceso. Para esto, es necesario conocer cuánto combustible se está quemando y su poder calorífico (PCB), es decir, cuantos joule se suministran por cada kilogramo o metro cúbico de combustible. (CONUEE, 2009)

La eficiencia de la caldera es el porcentaje de la energía contenida en el combustible alimentado (energía que entra a la caldera) y la energía que sale en el vapor producido (energía convertida en vapor)

$$\text{Eficiencia} = \frac{\text{Energía aprovechada}}{\text{Energía suministrada}}$$

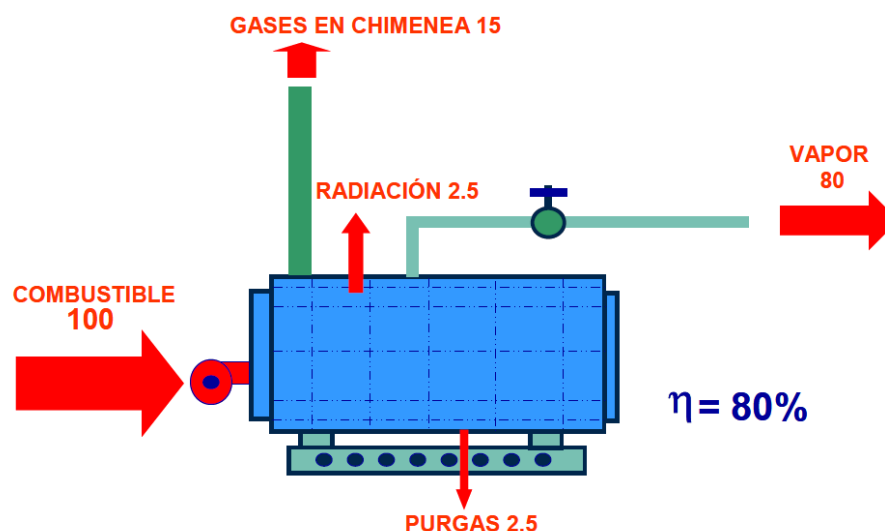


Figura 22 Esquema de eficiencia en un balance térmico

Fuente: (CONUEE, 2009)

Si revisamos los datos obtenidos en el análisis de gases de combustión mediante equipos (82.6%) nos acercamos bastante al rendimiento teórico de una caldera que está alrededor del 80% con las pérdidas asociadas al proceso térmico.

Recuperación de calor del sistema de condensados. (CONUEE, 2009)

El calentamiento del agua que va a alimentar a la caldera utiliza un alto porcentaje de la energía total que se encuentra en el vapor, por ello, es necesario recordar una regla de oro en aprovechamiento y eficiencia de sistemas térmicos: se deben regresar los condensados al sistema a la mayor temperatura posible.

El agua de alimentación a la caldera se debe calentar hasta su punto de ebullición para eliminar oxígeno (O) y dióxido de carbono CO₂ que pueden causar corrosión y daño severo a la caldera y a las tuberías del sistema, por ello es muy importante que la calidad del vapor sea 1 (100% vapor sobrecalentado).

A mayor temperatura que regresen los condensados al sistema, se obtendrá mayor eficiencia. Por cada 6°C de temperatura que se deben añadir al agua de alimentación, se reduce la eficiencia del sistema en un 1%.

Es importante realizar este análisis porque influye mucho en la eficiencia térmica del sistema. Supongamos que el agua de alimentación entra a 10°C al tanque de calentamiento y que se eleva su temperatura hasta 100°C para inyectarla a la caldera. Para esto se necesita una kilocaloría por kilogramo de agua y por grado centígrado, en este caso 90 kilocalorías o 377 kilojoules por cada kilogramo de agua. Esto representa 15% de la energía contenida en el vapor.

Desafortunadamente, existe otra razón por la que el condensado no puede regresar al tanque de condensado a una temperatura muy alta puesto que provoca problemas de cavitación de las bombas de alimentación hacia las calderas. El retorno de condensados a muy alta temperatura es un signo claro de que una o varias trampas de vapor no están funcionando correctamente. En el Hospital en estudio este problema es evidente por el retorno de carga viva de vapor que se observa en el tanque de condensado y muy evidente en la chimenea de aireación del tanque en la que se puede advertir vapor que es expulsado hacia el ambiente.

En sistemas de vapor que no han recibido mantenimiento por más de tres o cinco años suele ocurrir que el 15% hasta el 30% de las trampas de vapor están “atascadas”, algunas de éstas pueden estar en posición abierta, y por lo tanto, permiten el escape de vapor vivo al sistema de retorno de condensado. En los sistemas de vapor sujetos a un programa de

mantenimiento preventivo, el número de trampas abiertas no debe superar el 5% del total. Lamentablemente el programa de mantenimiento preventivo que maneja el Hospital Homero Castanier no contempla el mantenimiento de trampas de vapor, y se hace necesario en el presente estudio una evaluación del estado de las trampas de vapor para hallar ineficiencias en el proceso térmico.

Descripción de las calderas tipo pirotubulares.

Actualmente, la máquina más difundida y utilizada para generar vapor es sin duda la caldera. Una caldera consiste esencialmente de un recipiente que contiene agua que se transforma en vapor por la aplicación de calor. Esencialmente existen dos tipos generales de calderas: pirotubulares (tubos de fuego) y acuotubulares (tubos de agua). En cualquier caso la función de la caldera es transferir el calor de los gases de combustión al agua, para llevarla al punto de ebullición a una presión de operación determinada. El Hospital Homero Castanier Crespo posee 2 calderas del tipo pirotubular, centraremos el estudio en este tipo de calderas.

Definición de las calderas pirotubulares.

En este tipo de calderas los gases de combustión calientes se hacen pasar a través de una serie de tubos. Los tubos están sumergidos en el agua de la caldera y actúan como medio de transferencia de calor. Las calderas pirotubulares se clasifican generalmente como calderas de concha, ya que el agua y el vapor están contenidos dentro de una coraza que aloja los elementos que producen el vapor.

El límite superior práctico de la presión de operación de calderas pirotubulares estándar es de 250 libras por pulgada cuadrada (psi). Esto obedece primordialmente a consideraciones estructurales; específicamente,

la fuerza en la dirección longitudinal resultante de la presión del vapor generado es proporcional al producto de la presión y el diámetro de la concha. Más allá de cierto punto no es económicamente viable aumentar el tamaño y el espesor de las planchas extremas, lo cual implica la limitación de presión indicada juntamente con una capacidad máxima alrededor de 25,000 libras de vapor por hora (aproximadamente 750 hp de caldera).

Es más común hallar calderas de tubos de fuego con capacidades de 15,000 libras por hora o menos. Las calderas piro-tubulares son normalmente de construcción simple y fuerte y son relativamente baratas. Otra ventaja es su flexibilidad de adaptarse rápidamente a cambios de carga, aunque son un tanto lentas en alcanzar la presión de operación a partir de un arranque en frío debido a su gran contenido de agua.

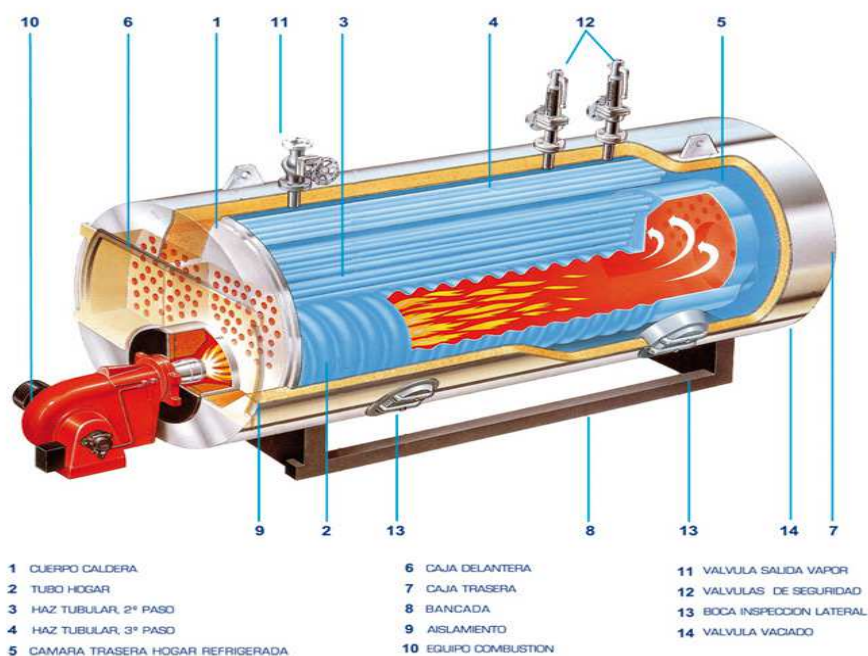


Figura 23 Esquema de caldera tipo piro-tubular

Fuente: (SOGECAL, 2012)

Tipos de calderas pirotubulares y breve descripción de cada una de ellas.

Existen dos configuraciones generales de calderas pirotubulares:

- **Caldera tubular de retorno horizontal.-** Consiste en una concha (tambor) con tubos de flujo de gas que se extienden a lo largo de ella a través del espacio de agua. El cilindro va suspendido de una armazón de acero dentro de una cámara de ladrillo la cual forma un horno. La caldera pirotubular del Hospital Homero Castanier Crespo pertenece a este tipo.
- **Caldera de tipo escocés.-** Es una caldera de horno integrado. Estas calderas son esencialmente completas; el horno, que tiene forma cilíndrica, están en el centro de la caldera y los tubos de fuego se extienden al lado y encima de él.

Operación eficiente de las calderas pirotubulares.

Las pérdidas de eficiencia de una caldera se originan en cinco factores:

- El calor arrastrado en la chimenea por los gases calientes lo cual normalmente se conoce como pérdida en gases secos de chimenea.
- El calor latente de vapor de agua (humedad) presente en los gases calientes de chimenea, el cual resulta de la combustión del hidrógeno que contiene el combustible y de la humedad presente en el combustible y en el aire alimentados.
- Combustible no quemado y producto de combustión incompleta.
- El calor perdido por la caldera a través de su aislamiento. Esta pérdida se denomina generalmente pérdida por radiación.
- El calor que transporta la purga de la caldera.

Parámetros que afectan la eficiencia de las calderas.

a) Nivel de exceso de aire

La eficiencia de una caldera depende en mucho del nivel real de exceso de aire. La operación con el nivel más bajo posible de exceso de aire reducirá al mínimo las pérdidas de eficiencia al disminuir la cantidad de aire innecesario que es calentado a la temperatura de chimenea y luego expulsado. La reducción asociada con la temperatura de los gases de chimenea y el consumo de potencia por ventiladores de tiro forzado y tiro inducido, constituyen beneficios adicionales. Reduciendo al mínimo el exceso de aire se reducen al mínimo las pérdidas en los gases secos de chimenea pues además de disminuir la cantidad de gases extraídos disminuye también su temperatura.

b) Régimen de fuego

Al variar el régimen de fuego (régimen de producción de vapor o porcentaje de carga) ocurren importantes cambios en las pérdidas de eficiencia de las calderas. Especialmente obvias son las pérdidas por radiación que aumentan al disminuir los regímenes de fuego y las pérdidas en los gases de chimenea secos que aumentan al decrecer esos regímenes.

c) Temperatura de los gases de la chimenea

Es obvio que la temperatura de los gases de combustión debe mantenerse al mínimo posible a fin de llevar al máximo la eficiencia de la caldera. Las dos causas básicas de la alta temperatura de los gases de combustión son: insuficiente superficie para la transmisión de calor, y/o suciedad de estas superficies.

El área de transferencia de calor puede aumentarse mediante la instalación de un precalentador de aire o de un economizador, para precalentar el aire de combustión o el agua de alimentación, respectivamente.

El tratamiento apropiado del agua de alimentación y la limpieza exterior de los tubos son factores que contribuyen a reducir al mínimo la suciedad en las superficies de transmisión de calor.

d) Temperatura de agua de alimentación

La eficiencia de la caldera aumenta con la elevación de la temperatura de agua de alimentación. Un incremento en la temperatura de agua de alimentación redundará en un aumento del rendimiento de aproximadamente el uno por ciento. La instalación de un economizador, es un medio eficaz para precalentar el agua de alimentación por recuperación del calor desperdiciado en los gases de la chimenea.

e) Temperatura del aire de combustión

La eficiencia de una caldera aumenta con el ascenso de la temperatura del aire de combustión. La instalación de un precalentador de aire es un medio eficaz para aumentar la temperatura del aire de combustión por recuperación del calor de desecho en los gases de la combustión.

f) Suciedad de las superficies de transmisión de calor

Los depósitos y la suciedad en las superficies exteriores de los tubos en una caldera acuotubular, o condiciones semejantes en las superficies internas de los tubos en una caldera pirotubular, inhiben la transmisión de calor de los productos de combustión al agua de la caldera y, por lo tanto, llevan a menores eficiencias. Los depósitos en el lado del agua que resultan del tratamiento inadecuado del agua de alimentación también impedirán la transmisión de calor y conducirán a eficiencias más bajas.

g) Purga

La purga de la caldera puede representar un desperdicio substancial de energía en forma de agua caliente que se desecha. La purga es un

procedimiento común para eliminar las impurezas del agua de la caldera las cuales afectan la calidad del vapor y producen incrustaciones. La energía térmica que pierde la unidad generadora de vapor en el agua purgada y el condensado perdido o descargado en el sistema de vapor, pueden representar una cantidad de energía desperdiciada. Una gran parte de la energía térmica de la purga puede recuperarse mediante una extracción continua del líquido purgado. Mediante este procedimiento el vapor instantáneo proveniente del agua de purga se regresa al agua de alimentación de la caldera y los intercambiadores de calor absorben la energía contenida en el agua de purga.

h) Presión del vapor

El reducir la presión del vapor no se considera generalmente como un método para mejorar la eficiencia, pero en las instalaciones de calderas en que sea práctica la reducción de la presión del vapor, esto puede ser un medio eficaz para ahorrar de 1 al 2% del costo del combustible.

i) Pérdidas de calor en el exterior de la caldera

Las pérdidas de calor por radiación y convección en el exterior de la caldera pueden causar una pérdida substancial de eficiencia en los diseños actuales de las calderas. Sin embargo, son pérdidas muy difíciles de reducir desde un punto de vista económico. Las pérdidas por convección y radiación en la envoltura de la caldera tienden a aumentar con la reducción de la carga y pueden alcanzar hasta un 7% para instalaciones pequeñas o unidades mayores que operan a cargas reducidas.

Componentes en sistemas de vapor y condensado

Los componentes básicos de un sistema de generación de vapor son:

- a) **Caldera o generador de vapor:** produce el vapor a la mayor presión requerida en el proceso.

- b) **Línea de vapor:** distribuye el vapor a los diferentes procesos que lo requieren.
- c) **Válvulas reguladoras de vapor (de flujo y presión):** las válvulas de flujo dosifican el flujo del vapor de acuerdo a los requerimientos, algunas partes del proceso requieren menor temperatura, en este caso se instalan válvulas reguladoras de presión con el objeto de reducir la presión del vapor.
- d) **Trampas de vapor:** se utilizan generalmente después del proceso requerido con el objeto de evacuar el condensado de vapor y el aire almacenado en las líneas de vapor.
- e) **Retorno de vapor condensado:** el condensado de vapor acumulado en la trampa es recirculado a la caldera con el propósito de aprovechar parte de su calor.
- f) **Tanque de condensado:** tanque recolector de las corrientes de condensado y en algunos casos también de agua fresca.
- g) **Bomba de alimentación:** transporta el agua de alimentación del tanque de condensado a la caldera.
- h) **Bomba de condensado:** algunas veces se utiliza una bomba para retornar el condensado de los procesos generalmente cuando los tramos de tubería son demasiado largos.

Evaluación de los requerimientos de vapor

Existen varios métodos para determinar el consumo de vapor en un proceso:

- Evaluar la cantidad de vapor con base en tablas de consumo.
- Evaluar la cantidad de vapor con base en balances de energía.
- Evaluar la cantidad de vapor con base en mediciones directas obtenidas en el proceso.

Esquema resumido sobre los aspectos que incrementan la eficiencia en los sistemas de vapor.

La eficiencia de un sistema de vapor se puede mejorar si son atendidos cuidadosamente tres puntos: generación de vapor, distribución de vapor y consumo de vapor.

a) Generación de vapor

Básicamente la eficiencia de una caldera se mejorará aplicando las siguientes medidas

- Recuperación del condensado y aislamiento térmico de la línea de retorno.
- Precalentamiento del agua fresca de alimentación con calor residual.
- Tratamiento químico del agua de alimentación a la caldera.
- Regulación y control de flujos de purga del agua de la caldera.
- Reducción del exceso de aire.
- Precalentamiento del aire de combustión con calor residual.
- Precalentamiento y atomización adecuada del combustible.
- Aislamiento térmico del cuerpo de la caldera.
- Ajuste del quemador.
- Ajuste de los controles automáticos de la caldera.
- Regulación de la carga de operación de la caldera.

a) Distribución del vapor

Para reducir las pérdidas de calor a través de la línea de distribución de vapor es necesario.

- En instalaciones nuevas, diseñar la red de distribución, eligiendo los diámetros adecuados de tubería, determinando la localización y

dimensiones apropiadas de los accesorios de tuberías y distribuyendo físicamente la red de acuerdo al criterio de longitud equivalente mínima.

- Aislar térmicamente las tuberías de vapor y los accesorios de tubería.
- Evitar fugas de vapor.

c) Consumo del vapor

Cada unidad de proceso deberá operar con eficiencia, siendo necesario revisar fundamentalmente los siguientes aspectos:

- Diseño adecuado del equipo.
- Uso de presiones y temperaturas de vapor adecuadas.
- Aislamiento térmico de áreas del equipo en donde hayan considerables pérdidas de calor por radiación y convección.
- Reutilización del calor residual de flujos de gases de escape, a altas temperaturas, para precalentar aire y/o productos de proceso.
- Especificación de dimensionamiento y ubicación adecuada de las trampas de vapor.

ESTADO DE LAS CALDERAS DEL HOSPITAL Y SUS COMPONENTES.

Las calderas del Hospital Homero Castanier Crespo son del tipo pirotubular de retorno horizontal, están instaladas y operativas desde el año 1982 en que se inauguró el Hospital. El estado general de las mismas es muy bueno debido a los programas de mantenimiento preventivo y el tratamiento de dureza de agua de alimentación a la caldera.



Figura 24 Calderas Hospital Homero Castanier Crespo

Datos de la caldera N°1

Cuadro 14 Datos de placa caldera N°1

Marca: STANDARD KESSEL ITALIA			
Modelo N°	48961 HL	Capacidad	800 Kg vapor/h
Serial N°	1983	Tipo de combustible	Diésel 2
Motores trifásicos	230 V, 60 Hz.		
Motores Monofásicos	115 V, 60 Hz.		
Tasa de combustible	60 GPH		
Numero de pasos	2		

Datos de la caldera N°2

Cuadro 15 Datos de placa caldera N°2

Marca: STANDARD KESSEL ITALIA			
Modelo N°	48961 HL	Capacidad	800 Kg vapor/h
Serial N°	1982	Tipo de combustible	Diésel 2
Motores trifásicos	230 V, 60 Hz.		
Motores Monofásicos	115 V, 60 Hz.		
Tasa de combustible	60 GPH		
Numero de pasos	2		

Caldera pirotubular (tubos de humo)

En el caso de esta caldera la llama se origina en el hogar de la caldera y los humos residuales pasan a través de una serie de bancos de tubos (el hogar de la caldera y el bancos de tubos son los encargados de transferir el calor al agua para evaporarla) para de ahí ser conducidos a la chimenea y terminar el proceso. Tanto el hogar de la caldera como los bancos de tubos están rodeados de agua.

Pasos de la caldera.

La caldera es de 3 pasos, lo que significa que:

- La primera etapa es el hogar de la caldera donde se inflama la mezcla aire-combustible.
- La segunda fase es un banco de 28 tubos encargado de llevar los gases quemados, estos por su gran temperatura ayudan a aumentar la temperatura del agua.

- La tercera fase es un banco de 20 tubos que también se encarga de llevar los gases quemados hacia la salida a la chimenea, estos calientan el agua para transformarla en vapor para el proceso.

La caldera se mantiene trabajando con DIESEL TIPO 2 a presión atmosférica (presión del aire y del combustible es igual a la presión atmosférica). El agua del condensado entra a la caldera a 88 grados centígrados.

El combustible se inyecta a la caldera por medio de un sistema asistido (por inyección de aire) y también se ayuda con un pulverizador centrífugo.

La chimenea de la caldera tiene un diámetro de 0,45 metros y una longitud de 3,54 metros colocada de forma vertical y está fundida a la losa de toda la casa de máquinas.

Coraza de la caldera.

La coraza está fabricada de tres partes, su parte interna es de acero para no deformarse por la presión que se genera en el interior al transformar el agua en vapor, luego tenemos lana de vidrio con un espesor de 70 mm el cual sirve de aislante para evitar la pérdida de calor, y por último en la parte exterior tenemos una carcasa de latón para sostener el aislamiento y darle una mejor presentación en la parte exterior del mismo. La longitud de la coraza es de 2.3 metros.



Figura 25 Coraza de la caldera

Hogar de la caldera.

El hogar es tubo cilíndrico con una ligera forma ondulada como espira en su interior, en este se genera la combustión de la mezcla aire-combustible para transmitir ese calor producido al agua para calentarla y realizar el proceso de evaporación de la misma, el diámetro interior del caldero es de 0,46 metros y su espesor es de 11 mm, la longitud del caldero es de 2.3 metros de largo.



Figura 26 Hogar de la caldera

Banco de tubos.

El caldero en total tiene 48 tubos distribuidos de forma que los primeros 28 sirven para la segunda fase del caldero y los restantes 20 tubos sirven para la tercera fase del caldero, los bancos de tubos son de 38.1 mm de diámetro interior y 3 mm de espesor, la longitud total de los bancos de tubos es de 2.3 metros.



Figura 27 Banco de tubos

Sistema de encendido.

El encendido de la caldera se da en un proceso generado por el quemador con arco eléctrico e inflamación con pulverización de combustible. La toma de aire se realiza con circuito abierto y tiro forzado. La mezcla de aire-combustible ingresa por un pulverizador y la roseta empuja la flama dentro del hogar. El sistema de control de llama se da por medio de un varillaje con mando electrónico que recibe la señal de un sensor, que censa si la flama está o no encendida, además para comprobar la forma de la llama y su calidad el caldero cuenta con un visor en la parte posterior. Para regular la mezcla aire combustible, existe un dial tipo palanca con regulación en ángulo de apertura, el mismo que hace girar el DAMPER que controla la entrada de aire, actuando también sobre las electroválvulas de combustible.



Figura 28 Quemador de encendido

Tiempo de funcionamiento.

Las calderas tienen un funcionamiento promedio de 11 horas/día de acuerdo a las estadísticas de consumo registradas. Las calderas funcionan alternadamente una por mes.

Ablandador de agua.

Se encarga de quitar la mayor cantidad de minerales al agua para que estos no ingresen a la caldera y aumentar la vida útil de la misma, sin el ablandador de agua, los minerales se pegarían a las paredes del banco de tubos y del hogar formando costras o también podrían llegar a tapar tuberías.



Figura 29 Ablandador de agua

Sistema de alimentación de agua.

El condensador permite como su nombre lo indica, cambia el estado de vapor a líquido para volver a cumplir el ciclo, la razón es que luego de que el vapor cumplió su función, vuelve para cerrar el circuito. La temperatura del agua a la entrada del condensador es de 90°C al igual que a la salida es de 85°C. El agua del tanque de condensado se bombea a la caldera por medio de la bomba. El tanque de condensado se encuentra en malas condiciones, pintura en mal estado, tiene fugas, termómetro funciona correctamente, las válvulas y la tubería presentan fugas y corrosión



Figura 30 Tanque de condensado-alimentación de agua

Bomba de alimentación de químicos al tanque de condensado.

Se encarga de suministrar los suficientes químicos al tanque de agua para ablandarla (minorar la cantidad de minerales del agua normal), con esto se aumenta la vida útil de la caldera.



Figura 31 Bombas de alimentación de químicos a la caldera

Bomba de alimentación a la caldera.

La bomba de alimentación se encarga de enviar el agua desde el tanque de condensado al interior de la caldera por medio de un red de tuberías, como el resto del equipo funciona 11 horas al día, la bomba es accionada por un motor (el motor y la bomba están ubicados en la parte inferior del tanque de condensado), los datos de ambos equipos se muestran en el siguiente gráfico.



Figura 32 Bombas de alimentación a la caldera

Tanque diario.

Se encarga de abastecer de combustible (DIESEL TIPO 2) a la caldera, se consumen 96.66 galones por día (funcionando 11 horas al día), el diésel es alimentado a la caldera por medio de una bomba.

Bomba de alimentación de diésel.

Es la encargada de suministrar el diésel al inyector de la caldera, funciona 11 horas al día, se enciende automáticamente cuando el caldero requiere combustible. En el levantamiento de información se registran fugas de combustible.



Figura 33 Bomba de alimentación de diésel

BALANCE TÉRMICO SITUACIÓN ACTUAL.

Para realizar el balance del sistema térmico, se realizó mediciones de campo con la ayuda de un pirómetro laser para medir temperaturas en los diferentes puntos de acuerdo a requerimiento. Los datos ingresados corresponden a mediciones de temperaturas reales de proceso. Para el balance térmico se empleó el modelo matemático desarrollado en el capítulo 3, cuyas ecuaciones para el cálculo son ampliamente detalladas en el apartado 3.2. El desarrollo completo del cálculo y resultados se registra en el ANEXO I.

Resultados experimentales:


Codificación:					
temp.td	temperatura tapa delantera				
temp.tp	temperatura tapa posterior				
temp.d	temperatura domo				
temp.cond	temperatura tanque de condensado				



●	temp.tp				
●	temp.d				

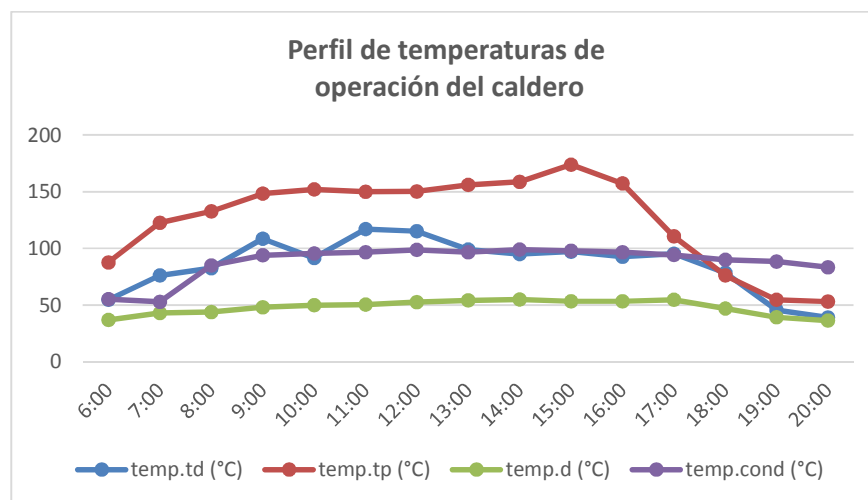
Figura 34 Esquema medición de puntos de temperatura.

Cuadro 16 Medición de temperaturas en la caldera.

		 INVESTIGADOR: ING. FELIPE ROMERO C. HOSPITAL HOMERO CASTANIER CRESPO.					
	temp.td	temp.tp	temp.d	temp.cond	PRESION		
6:00	37,8	41,5	35,3	55,2	0		
	62,1	92,6	37,2				
	64,3	128,5	38,3				
7:00	78,1	123,4	42,2	53	7		
	80,3	124,3	44,7				
	70,1	120,5	42,1				
8:00	78,4	125,8	43,1	85	6		
	95,5	145,6	46				
	73,9	126,5	42,2				
9:00	82,1	145,2	43,2	94	4		
	120,6	150,3	45,3				
	122,7	150	55,5				
10:00	91,2	150,9	45,5	95,7	4		
	86,5	153,3	52,1				
	97,2	152,3	52,1				
11:00	127,4	152	46,6	96,7	4		
	92,1	141	53,1				
	132,1	157,3	51,7				
12:00	128,8	151,5	52,8	98,8	5		
	124,9	147,3	51,1				
	92	151,9	53,9				
13:00	95	150,6	52,8	96,6	4		
	91	158,3	54,8				
	110,8	159,2	54,7				
14:00	100,2	160,2	53,3	99	5		
	91,2	160,1	55,6				
	94,1	156,1	56				
15:00	92,3	155,2	55,5	98	5		
	107,4	209,6	53,1				
	92,2	156,8	51,7				
16:00	93,1	160,1	55,2	96,6	5		
	92,2	157,2	53,2				
	93,1	155,2	52,1				
17:00	95,2	112,3	54,3	94,4	3		
	97,3	109,2	55,5				
	93,3	110,3	54,2				
18:00	80	78	50	90	3		
	78	75	48				
	78	76	43,1				
19:00	51	59,3	40	88,4	3		
	43,7	52,2	39,8				
	42,3	53,1	38,2				
20:00	40	55	37	83,5	2		
	39	52,1	36,4				
	38,7	52	36,2				
PROM	86	126	48	88	4		

Cuadro 17 Perfil de funcionamiento de la caldera.

		INVESTIGADOR: ING. FELIPE ROMERO C.				HOSPITAL HOMERO CASTANIER CRESPO.
		PERFIL DE FUNCIONAMIENTO DEL CALDERO				
hora	temp.td (°C)	temp.tp (°C)	temp.d (°C)	temp.cond (°C)	P. (bar)	
6:00	55	88	37	55,2	0	
7:00	76	123	43	53	7	
8:00	83	133	44	85	6	
9:00	108	149	48	94	4	
10:00	92	152	50	95,7	4	
11:00	117	150	50	96,7	4	
12:00	115	150	53	98,8	5	
13:00	99	156	54	96,6	4	
14:00	95	159	55	99	5	
15:00	97	174	53	98	5	
16:00	93	158	54	96,6	5	
17:00	95	111	55	94,4	3	
18:00	79	76	47	90	3	
19:00	46	55	39	88,4	3	
20:00	39	53	37	83,5	2	
PROM	86	126	48	88	4	

**Figura 35** Perfil de temperaturas de operación de la caldera

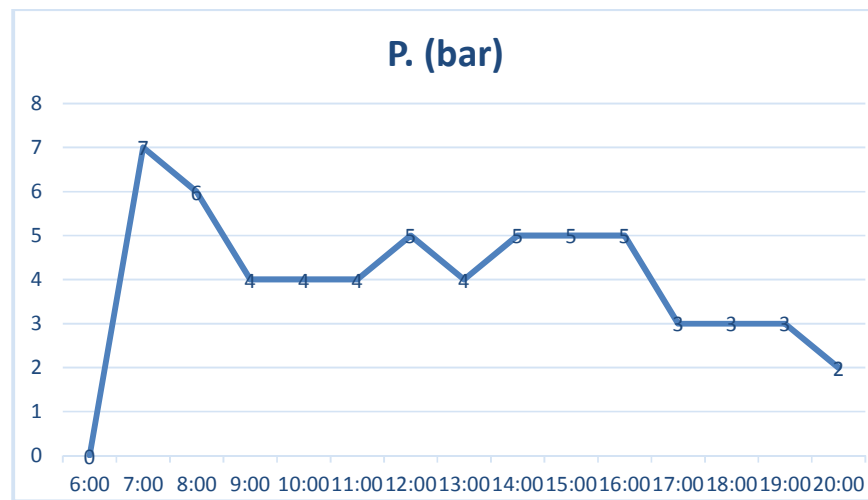




Figura 36 Perfil de presiones de operación de la caldera


Cuadro 18 Temperaturas medidas en superficies en Casa de Máquinas.

		INVESTIGADOR: ING. FELIPE ROMERO C. HOSPITAL HOMERO CASTANIER CRESPO.					HOJA DE DATOS CAMPO 2		ubicación
T	taislante (°C)	t.desnudo (°C)	válvulas (°C)	trampas (°C)	P.Linea (bar)	d.tubería (in)			
T1	52,6	159,6	159,1	160,2	3	2 1/2	CASA DE MAQUINAS		
T2	56,6	154	150,9	159,2	3	2 1/2			
T3	57,3	152,7	150,3	159,2	3	2 1/2			
T4	56,3	153,9	150,2	156,2	3	2 1/2			
T5	51,4	147,5	140,8	141,5	3	2 1/2			
T6	53,5	147,1	139,7	141,6	4,5	2 1/2			
T7	54,8	143,2	138,8	141,6	4,5	2 1/2			
T8	59,2	158	152,8	160,4	4,5	2 1/2			
T9	58,2	157,2	150,3	160,6	4,5	2 1/2			
T10	57,3	157,5	150,2	159,3	4,5	2 1/2			
T11	52,6	159,6	157,7	159,5	5,2	2 1/2			
T12	50,8	163,1	158,3	159,3	5,2	2 1/2			
T13	57,3	152,7	150,3	158,9	5,2	2 1/2			
T14	56,3	153,9	150,2	156,2	5,2	2 1/2			
T15	54,8	143,2	138,8	141,6	5,2	2 1/2			
T16	49,8	162,3	157,8	160,9	6	2 1/2			
T17	55,2	164,6	156,6	159,6	6	2 1/2			
T18	52,6	159,6	157,7	160,5	6	2 1/2			
T19	50,8	163,1	158,3	159,3	6	2 1/2			
T20	53,3	160,2	160,2	160,1	6	2 1/2			
PROM	54,5	155,7	151,5	155,8	4,7	2,5			


Cuadro 19 Temperaturas medidas en superficies en Lavandería

 INVESTIGADOR: ING. FELIPE ROMERO C. HOSPITAL HOMERO CASTANIER CRESPO.							
HOJA DE DATOS CAMPO 2							
T	taislante (°C)	t.desnudo (°C)	válvulas (°C)	trampas (°C)	P.Linea (bar)	d.tubería (in)	ubicación
T1	37,2	156,2	145,2	109,2	5,2	0,5	LAVANDERÍA
T2	41,2	156	150,7	143,1	5,2	0,5	
T3	40,1	143,1	140,8	138,2	5,2	0,5	
T4	38,2	157,2	146,2	110,1	6,2	0,5	
T5	40,2	143,2	146,9	138,6	6,2	0,5	
T6	38,2	157,2	146,2	110,1	6,2	0,5	
T7	40,2	143,8	151,6	143,2	6,2	0,5	
T8	40,3	157,2	152,9	143,2	4,5	0,5	
T9	41,2	143,8	121,8	144,2	4,5	0,5	
T10	37,5	156	130,2	122,6	4,5	0,5	
T11	37,1	140	130,2	123	4,5	0,5	
T12	37,8	140,5	137	122,3	4,5	0,5	
T13	41,5	140,2	129,5	105,9	4,5	0,5	
T14	42,5	152,8	121,6	103	4,5	0,5	
T15	42	153,2	121,6	102,6	4,5	0,5	
T16	37,1	153,2	121,8	122,6	4,5	0,5	
T17	37,8	140,2	129,5	123	3	0,5	
T18	41,5	152,8	121,8	105,9	3	0,5	
T19	41,8	153,2	130,2	105,9	3	0,5	
T20	42,3	153,8	130,2	102,9	3	0,5	
PROM	39,8	149,7	135,3	121,0	4,6	0,5	

Cuadro 20 Temperaturas medidas en superficies en C. Esterilización

 INVESTIGADOR: ING. FELIPE ROMERO C. HOSPITAL HOMERO CASTANIER CRESPO.							
HOJA DE DATOS CAMPO 2							
T	taislante (°C)	t.desnudo (°C)	válvulas (°C)	trampas (°C)	P.Linea (bar)	d.tubería (in)	ubicación
PROM	39,8	149,7	135,3	121,0	4,6	0,5	C. ESTERILIZACIÓN
T1	37,3	141,1	140	109,6	3,3	1,5	
T2	39,1	156,3	141,8	109,9	3,3	1,5	
T3	39,4	155,8	142,4	110,8	3,3	1,5	
T4	38,3	143,1	140,4	108,9	3,4	1,5	
T5	39,4	155,8	155,6	110,6	3,4	1,5	
T6	39,1	156,3	141,8	109,9	3,4	1,5	
T7	39,4	155,8	155,6	100,6	3,4	1,5	
T8	32	141	138,4	108,6	3,4	1,5	
T9	33,7	138	138,1	108,2	3,4	1,5	
T10	34	141,1	137,1	107,8	3,4	1,5	
T11	37,2	139,1	139,2	107,8	3,4	1,5	
T12	38,3	143,1	140,4	108,9	3,4	1,5	
T13	41,2	149,6	151	102,8	5,2	1,5	
T14	40,3	147,8	148,8	100,8	5,2	1,5	
T15	42,3	150,2	151,1	102,9	5,2	1,5	
T16	37,8	140,2	129,5	123	3	1,5	
T17	41,5	152,8	121,8	105,9	3	1,5	
T18	41,8	153,2	130,2	105,9	3	1,5	
T19	42,3	153,8	130,2	102,9	3	1,5	
T20	37,3	141,1	140	109,6	3	1,5	
PROM	38,6	147,8	140,7	107,8	3,6	1,5	


Cuadro 21 Temperaturas medidas en superficies en Nutrición

 INVESTIGADOR: ING. FELIPE ROMERO C. HOSPITAL HOMERO CASTANIER CRESPO.							
HOJA DE DATOS CAMPO 2							
T	taislante (°C)	t.desnudo (°C)	válvulas (°C)	trampas (°C)	P.Linea (bar)	d.tubería (in)	ubicación
PROM	39,8	149,7	135,3	121,0	4,6	0,5	LA NUTRICIÓN
T1	59,3	112,3	72,3	98,2	0,6	2	
T2	63,7	115,5	80,6	103,3	0,6	2	
T3	64,2	110,8	85,6	104,3	0,6	2	
T4	60,2	111,6	83,4	97,8	0,6	2	
T5	60,3	111,8	78,2	98,1	0,6	2	
T6	60,2	111,6	85,3	104,1	0,6	2	
T7	59,2	12,2	72,2	104,6	0,6	2	
T8	56	110,8	88,2	103,9	0,6	2	
T9	56,1	114,4	88,2	98,1	0,6	2	
T10	56,8	111,11	87,2	104,1	0,6	2	
T11	59,2	112,2	72,2	97,8	0,6	2	
T12	69,2	113,5	82,2	104,1	0,6	2	
T13	65,2	113,2	83,4	104,5	0,6	2	
T14	69,7	114,2	82,5	104,6	0,6	2	
T15	56,1	114,5	88,5	104,4	0,6	2	
T16	59,2	112,2	72,2	104,6	0,6	2	
T17	56	110,8	88,2	103,9	0,6	2	
T18	56,8	111,1	87,2	104,1	0,6	2	
T19	59,2	112,2	72,2	97,8	0,6	2	
T20	64,2	110,8	82,8	104,3	0,6	2	
PROM	60,5	107,3	81,6	102,3	0,6	2,0	

t.aislante: Temperatura medida en tubería con aislante
t.desnudo: Temperatura medida en tubería desnuda
válvulas: Temperatura medida en el cuerpo de la válvula (registrar el diámetro)
P.línea: Presión de la línea de vapor.
d. tubería: Diámetro de la tubería medida

■ Medidas tomadas en la mañana
■ Medidas tomadas en la tarde

Cuadro 22 Longitudes de tubería y accesorios líneas de vapor y condensado.

 INVESTIGADOR: ING. FELIPE ROMERO C. HOSPITAL HOMERO CASTANIER CRESPO.				
LONGITUDES DE TUBERÍA Y ACCESORIOS				
Dia. (in)	#accesorios	P.línea (bar)	longitud aislada (m)	longitud desnuda (m)
2,5	16	4	44	2
2	38	4	110	4
1,5	26	4	120	45
0,5	40	4	40	10

Registro fotográfico de toma de lecturas.**Figura 37** Registro fotográfico de pruebas de campo



Figura 38 Registro fotográfico de pruebas de campo

Resumen de resultados del balance del sistema térmico.

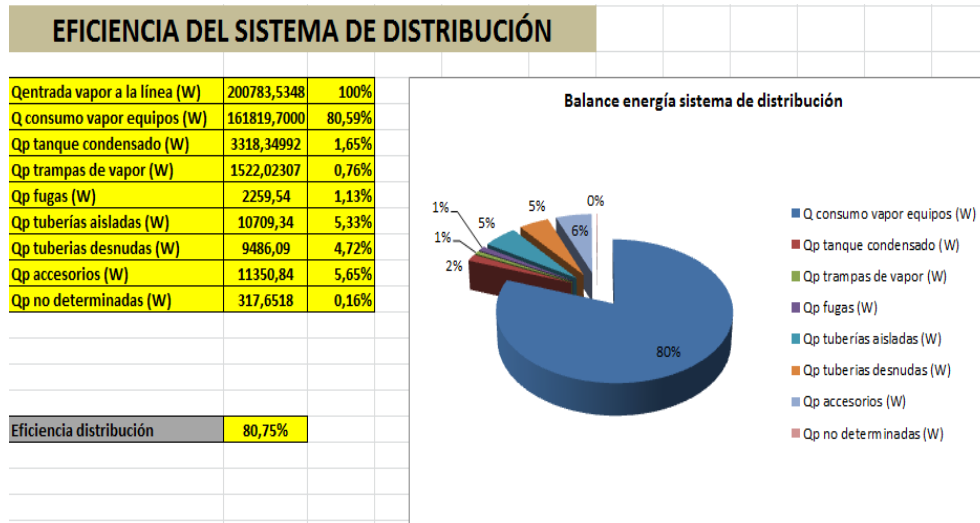
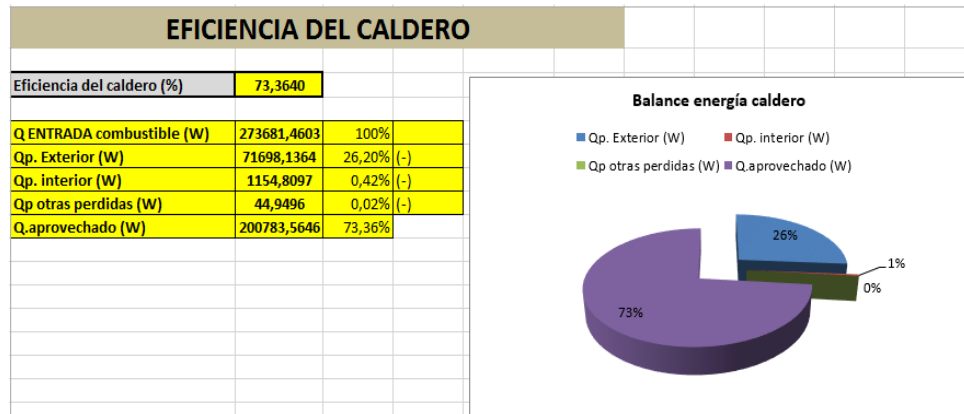


Figura 39 Resultados balance térmico

CAPITULO 3: PROPUESTA Y DESARROLLO DEL MODELO MATEMÁTICO EN EL SISTEMA TÉRMICO.

3.1 DETERMINACIÓN DEL PUNTO DE CONSUMO ENERGÉTICO ÓPTIMO DEL HOSPITAL

El objetivo del presente estudio es llevar, luego de la evaluación de la eficiencia energética del sistema térmico del Hospital Homero Castanier Crespo, el indicador de desempeño energético ($\frac{MWh}{cama}/año$) a valores estándar internacionales ($\frac{MWh}{cama}/año$) (CADDET, 1997); o en su defecto, conociendo las limitaciones energéticas de los sistemas térmicos, obtener importantes ahorros de energía luego de la implementación de las medidas para reducción de pérdidas y aprovechamiento eficiente del calor generado en el proceso.

El desarrollo del modelo matemático del sistema térmico permitirá evaluar la eficiencia del mismo y medir los resultados de la implementación del programa de eficiencia energética. Alcanzar valores de eficiencia térmica de entre el 65-70% del sistema de generación, distribución y consumo de vapor permitirá al Hospital Homero Castanier Crespo obtener importantes ahorros en consumo de energía térmica.

Encontrar el punto óptimo de funcionamiento del sistema de generación y distribución de vapor requiere, en función del análisis inicial del sistema térmico (balance térmico), la implementación de mejoras que se irán proponiendo hasta obtener el máximo rendimiento posible y con el menor costo de inversión para el hospital.

Estrategias para lograr el punto óptimo de funcionamiento.

1.- Calibración de la combustión en la caldera. (ANEXO I)

La eficiencia de una caldera está limitada, entre otros factores, por la temperatura de rocío ácido y el exceso de aire necesario.

El punto de rocío ácido es la temperatura de los gases de combustión en la que se comienza a condensar ácido sulfúrico y otros ácidos en la chimenea de la caldera. Debido a la existencia de azufre en el combustible, esto provoca que no se pueda aprovechar todo el calor suministrado por el diésel y que sale por los gases de combustión.

Por otro lado, debido a que se necesita suministrar más aire que el requerido teóricamente para la combustión completa del combustible, aumenta el volumen de gases de combustión que salen por la chimenea, acarreando una cantidad mayor de calor.

Debido a que la combustión se ve afectada principalmente por la cantidad de aire presente, el control del mismo, es importante para obtener el máximo rendimiento de la caldera. En teoría, si el aire entrara en proporciones estequiométricas se obtendría una combustión completa. No obstante, debido a que la mezcla aire-combustible no es perfecta, siempre es necesario agregar un exceso de aire para mantener una combustión óptima (Agencia Andaluza de la Energía, 2011). El exceso de aire, por tanto, debe ser cuidadosamente controlado, en virtud de que a medida que aumenta, y una vez que se ha conseguido la combustión completa, su aumento sólo provocaría pérdidas crecientes de energía a través de los gases expulsados por la chimenea.

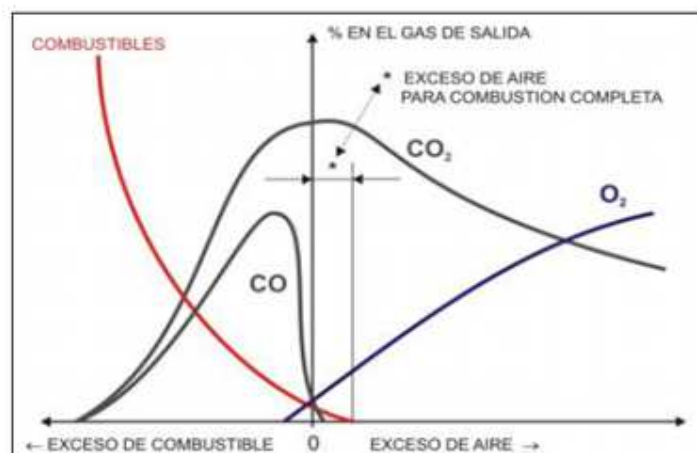


Figura 40 Composición del gas de combustión en función de la cantidad de aire.

Fuente: (Agencia Andaluza de la Energía, 2011)

Se propone mediante la calibración de la combustión lograr una reducción en la relación de A/C de 18.1 hasta 10. Que es un valor recomendado en la combustión del diésel II utilizado.

Tabla 4

Valores referencias de exceso de aire en función del combustible y tipo de quemador

COMBUSTIBLE	TIPO DE QUEMADOR	EXCESO DE AIRE MÍNIMO
Gas Natural	Atmosférico	65 %
	Tipo Anillo	45 %
	Boquillas	10 %
	Bajo exceso de aire	1 %
Petróleo	Atomizado por presión	15 %
	Copa rotativa	22 - 35 %
	Atomizado con vapor o aire	8 - 15 %
Carbón	Parrilla móvil	36 %
	Parrilla fija	36 %
	Pulverizado	8 %

Fuente: (THERMAL ENGINEERING LTDA)

Mediante el cálculo en el modelo matemático, se obtienen los siguientes resultados

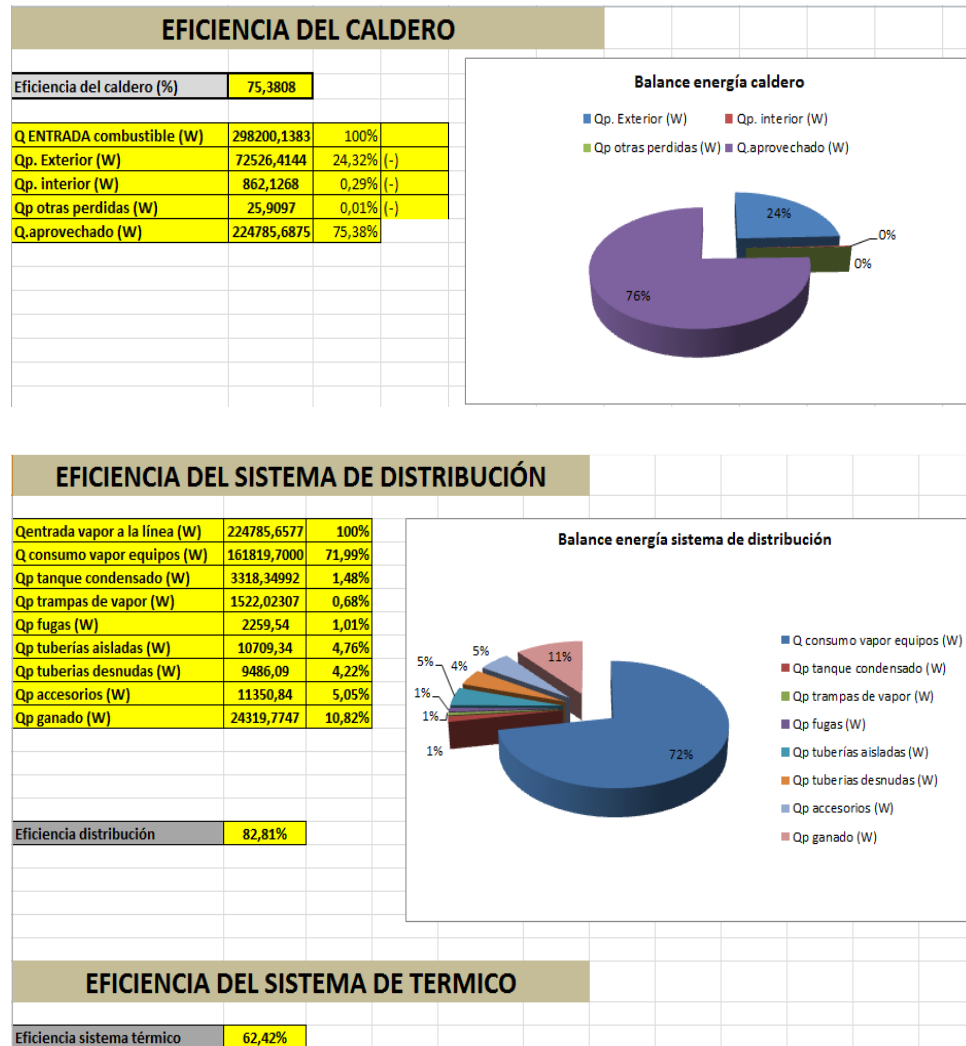


Figura 41 Resultados balance térmico con variación de la relación A/C

Aislamiento térmico de tuberías, tanque de condensado y eliminación de fugas en tubería y trampas de vapor en mal estado. (ANEXO II)

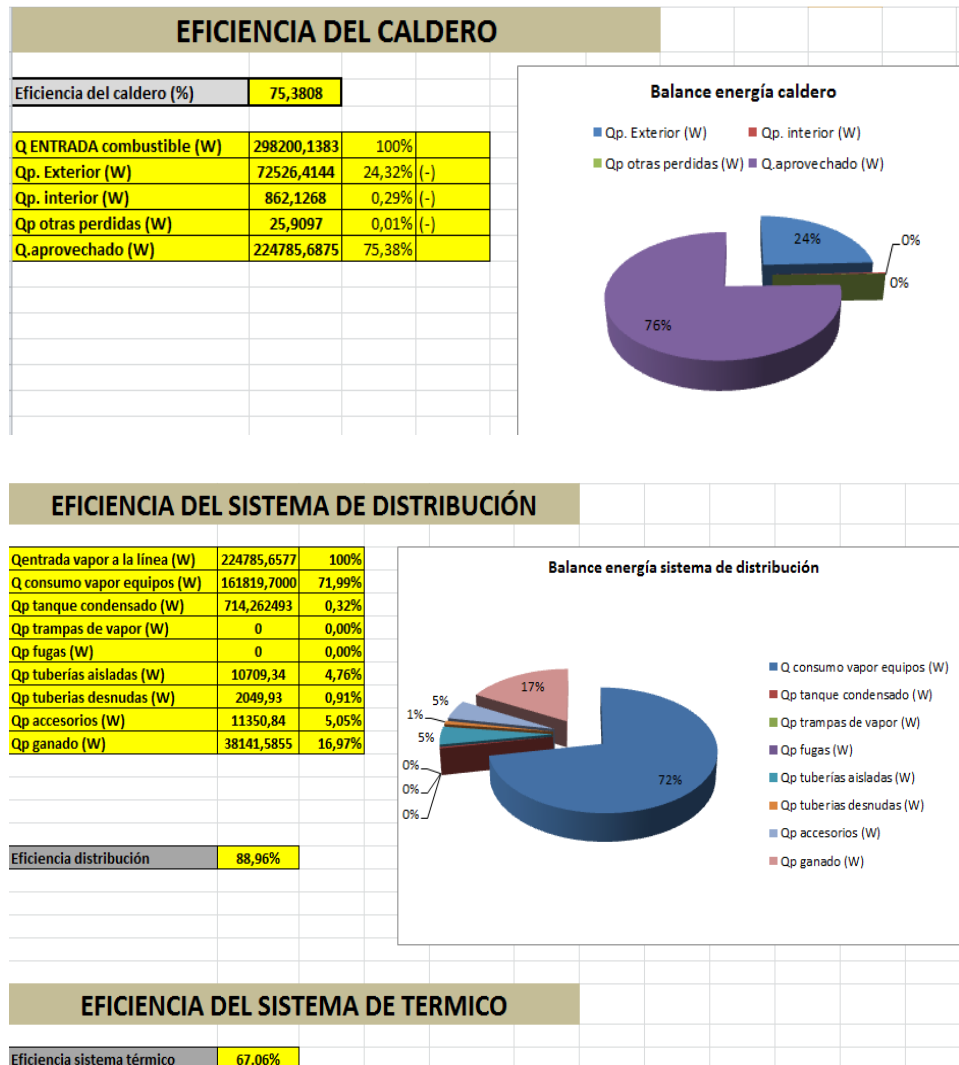


Figura 42 Resultados balance térmico con variación de la relación A/C y aislamientos térmicos de tubería desnuda y tanque de condensado, eliminación de fugas y revisión de trampas de vapor

3.2 DETERMINACIÓN DE PARÁMETROS Y VARIABLES MATEMÁTICOS.

ECUACIONES PARA CÁLCULO DE LA EFICIENCIA DE LA CALDERA.

Las ecuaciones para el cálculo de la eficiencia de la caldera y del sistema de distribución de vapor son referidas a las ecuaciones de balance de energía térmica método directo y método indirecto. (ASME, 1999)

LIBRERÍA DE CONSTANTES

Altura de la ciudad de Azogues = 2518 metros sobre el nivel del mar

$$\text{Gravedad} = g = 9,8 \frac{m}{s^2}$$

$$\pi = 3,14159265359$$

$$1 m^3 = 264,17205 \text{ galones}$$

$$\text{Contante universal de los gases} = R_u = 8.31447 \frac{kJ}{kmol * K}$$

$$\text{Conductividad térmica acero inox} = k_{acero} = 15 \frac{W}{m * ^\circ C}$$

$$\text{Conductividad térmica acero} = k_{acero2} = 52,12 \frac{W}{m * ^\circ C}$$

$$\text{Conductividad térmica aislante} = k_{aislante} = 0,038 \frac{W}{m * ^\circ C}$$

$$\text{Conductividad térmica del latón} = k_{latón} = 127,17 \frac{W}{m * ^\circ C}$$

$$\text{Conductividad térmica del refractario} = k_{refractario} = 1,04 \frac{W}{m * ^\circ C}$$

$$Cte_{Boltzman} = \sigma = 5,67 * 10^{-8} \frac{W}{m^2 * K^4}$$

LIBRERÍA DE VARIABLES

$$P_{atmosférica} = 79,5 \text{ kPa}$$

$$T_{combustible} = 25 \text{ °C}$$

$$P_{combustible} = 79,5 \text{ kPa}$$

$$T_{aire} = 25 \text{ °C}$$

$$P_{aire} = 179,5 \text{ kPa}$$

$$Temperatura_{ambiente} = T_0 = 25 \text{ °C}$$

$$Temperatura_{agua} = 85 \text{ °C}$$

$$Temperatura_{gases} = 220 \text{ °C}$$



$$\rho_{combustible} = 832 \frac{kg}{m^3}$$

$$Poder \text{ calorífico}_{combustible} = 43100 \frac{kJ}{kg}$$

$$Diámetro \text{ interior del hogar} = 0,46 \text{ m}$$

$$Diámetro \text{ exterior del hogar} = 0,48 \text{ m}$$

$$\text{Longitud del hogar} = L_{\text{hogar}} = 2.3 \text{ m}$$

$$\text{Área interior del hogar} = A_{\text{int hogar}} = \frac{\pi * D_{\text{int hogar}}^2}{4} = 0,1662 \text{ m}^2$$

$$\text{Área exterior del hogar} = A_{\text{ext hogar}} = \frac{\pi * D_{\text{ext hogar}}^2}{4} = 0,1809 \text{ m}^2$$

$$\text{Superficie interior del hogar} = S_{\text{int hogar}} = \pi * D_{\text{int hogar}} * L_{\text{hogar}} = 3.324 \text{ m}^2$$

$$\begin{aligned} \text{Superficie exterior del hogar} &= S_{\text{ext hogar}} = \pi * D_{\text{ext hogar}} * L_{\text{hogar}} \\ &= 3.468 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

$$\text{Diámetro interior del banco de tubos} = D_{\text{int tubos}} = 0,0381 \text{ m}$$

$$\text{Diámetro exterior del banco de tubos} = D_{\text{ext tubos}} = 0,0441 \text{ m}$$

$$\text{Área interior del banco de tubos} = A_{\text{int hogar}} = \frac{\pi * D_{\text{int tubos}}^2}{4} = 0.0011 \text{ m}^2$$

$$\text{Área exterior del banco de tubos} = A_{\text{ext hogar}} = \frac{\pi * D_{\text{ext tubos}}^2}{4} = 0,0015 \text{ m}^2$$

$$\begin{aligned} \text{Superficie interior del banco de tubos} &= S_{\text{int hogar}} = \pi * D_{\text{int tubos}} * L_{\text{tubos}} \\ &= 0.275 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Superficie exterior del banco de tubos} &= S_{\text{ext hogar}} = \pi * D_{\text{ext tubos}} * L_{\text{tubos}} \\ &= 0.319 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

$$\text{factor de ensuciamiento interno} = f_{\text{sedimentos int}} = 0,009 \frac{W * m^2}{^\circ\text{C}}$$

$$\text{factor de ensuciamiento externo} = f_{\text{sedimentos ext}} = 0,002 \frac{W * m^2}{^\circ\text{C}}$$

$$\text{Temperatura}_{\text{agua ingreso}} = T_{\text{agua ingreso}} = 85 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\text{Temperatura}_{\text{vapor}} = T_{\text{vapor}} = 170 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\#_{\text{tubos segundo paso}} = 28$$

$$\#_{\text{tubos tercer paso}} = 20$$

$$D_{\text{exterior del domo}} = D_{\text{ext domo}} = 1,3 \text{ m}$$

$$L_{\text{caldero}} = 2.3 \text{ m}$$

$$\text{Espesor pared de acero hogar} = E_{\text{acero}} = 0,011 \text{ m}$$

$$\text{Espesor capa aislante} = E_{\text{aislante}} = 0,07 \text{ m}$$

$$\text{Espesor recubrimiento latón} = E_{\text{latón}} = 0,009 \text{ m}$$

$$\text{Emisividad} = \epsilon = 0,32$$

$$T_{\text{promedio medida coraza}} = 60 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$T_{\text{promedio medida tapa frontal}} = 38,5 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$T_{\text{promedio medida tapa posterior}} = 66,166 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$D_{\text{exterior del domo}} = D_{\text{ext domo}} = 1,3 \text{ m}$$

$$D_{\text{exterior del aislante}} = D_{\text{ext aislante}} = 1,282 \text{ m}$$

$$D_{\text{interior del aislante}} = D_{\text{int aislante}} = 1,142 \text{ m}$$

$$D_{\text{interior del domo}} = D_{\text{int domo}} = 1,142 \text{ m}$$

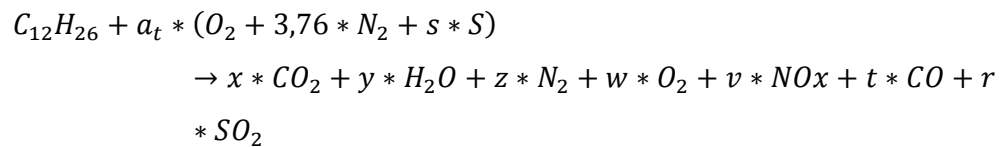
$$E_{\text{refractario tapa anterior}} = E_{\text{refrac tapa ant}} = 0,1 \text{ m}$$

$$E_{\text{acero tapa anterior}} = E_{\text{acero tapa ant}} = 0,015 \text{ m}$$

LIBRERÍA DE ECUACIONES PARA CALCULAR LA EFICIENCIA DE UN CALDERO. (Holman, 1998), (Cengel Y. , 2007), (Mills)

ANÁLISIS DE GASES.

Ecuación estequiometria con el análisis de gases de TRATAGUAS realizado en el Hospital.



Elemento	Ecuaciones	Resultado
C	$12 = x + t$	$x = 12 - t$
H ₂	$13 = y$	$y = 13$
O ₂	$a_t = x + \frac{y}{2} + w + \frac{v}{2} + \frac{t}{2} + r;$	$a_t = \dots$
N ₂	$a_t * 3.76 = z + \frac{v}{2}$	$z = a_t * 3.76 - \frac{v}{2}$
S	$a_t * s = r$	$s = \frac{r}{a_t}$

Relación Aire-Combustible

$$\frac{A}{C} = \frac{m_{aire}}{m_{combustible}}$$

$$A/C = \frac{a_{teórico} * (1 + 3,76) \text{ kmol} * 29 \frac{kg}{kmol}}{(C) \text{ kmol} * 12 \frac{kg}{kmol} + (H_2) \text{ kmol} * 2 \frac{kg}{kmol} + (s) \text{ kmol} * 32 \frac{kg}{kmol}}$$

Determinación del punto de rocío

$$P_{vapor} = \left(\frac{N_{vapor}}{N_{producto}} \right) P_{producto}$$

$$P_{vapor} = \left(\frac{(y) \text{ kmol}}{((x) + (y) + (z) + (w) + (v) + (t) + (r)) \text{ kmol}} \right) 101.0108 \text{ kPa}$$

Temperatura de llama adiabática

$$N_r = \text{reactantes}$$

$$N_p = \text{productos}$$

$$\sum N_r * \left(h_f^\circ + \overline{h_{Tingreso}} - \overline{h_{(298K)}}^\circ \right)_r = \sum N_p * \left(h_f^\circ + \overline{h_{Tsalida}} - \overline{h_{298(K)}}^\circ \right)_p$$

$$\overline{h_{(298K)}}^\circ \Rightarrow \text{Puede diferir dependiendo de la temperatura del ambiente}$$

Calor de salida (Q_{salida})

$$Q_{salida} = \sum N_r * \left(h_f^\circ + \overline{h_{(Tingreso)reactantes}} - \overline{h_{(298K)}}^\circ \right)_r - \sum N_p * \left(h_f^\circ + \overline{h_{(Tsalida)productos}} - \overline{h_{(298K)}}^\circ \right)_p$$

Flujo másico de la mezcla aire-combustible del caldero

$$A/C = \frac{m_{aire}}{m_{combustible}}$$

$$m_{gases} = A/C * Ex/A + 1$$

$$Ex/A = \frac{w}{x + y + z + w + v + t + r}$$

Calor producido por el combustible

$$\dot{Q}_{combustible} = Poder\ calorífico_{combustible} * \dot{m}_{combustible}$$

$$\dot{m}_{combustible} = Caudal_{combustible} * \rho_{combustible}$$

Exergía (Trabajo reversible)

$$S_i = N_i * \bar{s}_i(T, P_i) = N_i * (\bar{s}^\circ_i(T, P_0) - R_u * \ln(y_i * P_m))$$

$$S_{generada} = S_{productos} - S_{reactivos}$$

$$\dot{S} = \dot{N} * S_{generada}$$

$$\dot{S}_{generada} = \frac{\dot{m}_{combustible}}{M_{combustible}} * S_{generada}$$

$$\dot{X} = T_0 * \dot{S}_{generada} = W_{trabajo\ reversible}$$

PERDIDAS EN EL HOGAR Y EL BANCO DE TUBOS EL CALDERO

PRIMERA FASE DEL CALDERO (HOGAR DEL CALDERO)

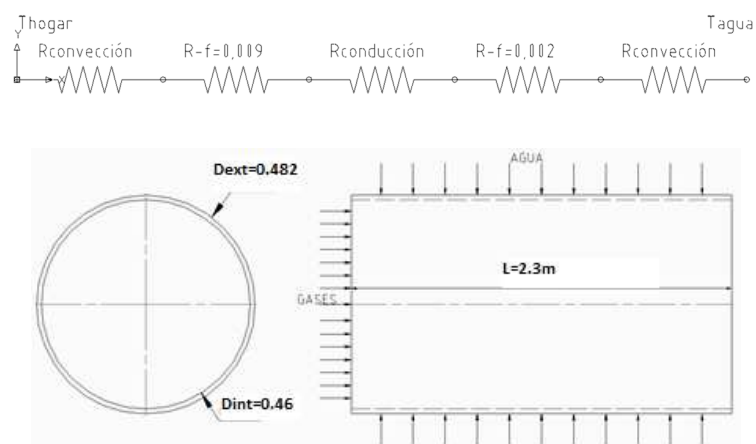


Figura 43 Transferencia de calor en hogar de la caldera

Pérdidas por convección externa forzada en el hogar del caldero

$$Tf = \Delta T_{ln} = \frac{(Th_1 - Tc_2) - (Th_2 - Tc_1)}{\ln\left(\frac{Th_1 - Tc_2}{Th_2 - Tc_1}\right)}$$

Donde:

Th_1 = Temperatura de entrada = Temperatura de llama adiabática

Th_2 = Temperatura de salida = Temperatura análisis de gases

Tc_1 = Temperatura de entrada del agua al caldero

Tc_2 = Temperatura de salida del vapor

$$k \left(\frac{W}{m \cdot ^\circ C} \right); \rho \left(\frac{kg}{m^3} \right); v \left(\frac{m^2}{s} \right); Pr$$

$$Caudal_{gases} = \frac{\dot{m}_{gases}}{\frac{\sum \rho_{productos}}{\#_{productos}}}$$

$$Velocidad_{gases} = \frac{Caudal_{gases}}{A_{interior\ hogar}}$$

$$Re_{gases} = \frac{Velocidad_{gases} * D_{interno\ hogar}}{A_{interior\ hogar}}$$

$$Nu_{gases} = C * Re_{gases}^u * Pr^{1/3}$$

Nota: Nusselt es diferente dependiendo del valor de Reynolds

Tabla 5

Valores de Nu.

	C	u
Nu (0,4-4)	0,989	0,33
Nu (4-40)	0,911	0,385
Nu (40-4000)	0,683	0,466
Nu (4000-40000)	0,193	0,618
Nu (40000-400000)	0,027	0,805

Fuente: (Cengel Y. , Tranferencia de Calor, 2003)

$$h_{gases} = \frac{Nu_{gases} * k_{gases}}{D_{interior\ hogar}}$$

$$h_{total\ gases} = \frac{\sum h_{gases}}{\#productos}$$

$$R1 = \frac{1}{h_{total\ gases} * S_{interior\ del\ hogar}}$$

Pérdidas por conducción en la pared del hogar

$$R2 = \frac{\ln\left(\frac{D_{ext\ hogar}}{D_{int\ hogar}}\right)}{2 * \pi * k_{acero} * L_{hogar}}$$

Pérdidas por convección natural en la parte exterior del hogar

$$Tf = \frac{T_{vapor} + T_{agua\ ingreso}}{2}$$

Nota: Buscar en tablas los siguientes coeficientes del agua usando la temperatura Tf

Agua = Líquido saturado

$$\beta \left(\frac{1}{^\circ\text{C}} \right); k \left(\frac{\text{W}}{\text{m} \cdot ^\circ\text{C}} \right); \rho \left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right); \nu \left(\frac{\text{m}^2}{\text{s}} \right); Pr$$

$$Grashof_{\text{agua}} = Gr_{\text{agua}} = \frac{g * \beta * (T_{\text{vapor}} + T_{\text{ambiente}}) * D_{\text{ext hogar}}^3 * \rho_{\text{agua}}^2}{\mu_{\text{agua}}^2}$$

$$Rayleigh_{\text{agua}} = Ra_{\text{agua}} = Grashof_{\text{agua}} * Pr_{\text{agua}}$$

$$Nuselt_{\text{agua}} = Nu_{\text{agua}} = \left(0,6 + 0,387 * \left(\frac{Ra_{\text{agua}}^{\frac{1}{6}}}{\left(1 + \left(\frac{0,559}{Pr_{\text{agua}}} \right)^{\frac{9}{16}} \right)^{\frac{8}{27}}} \right) \right)^2$$

$$h_{\text{agua}} = \frac{Nu_{\text{agua}} * k_{\text{agua}}}{D_{\text{exterior hogar}}}$$

$$R3 = \frac{1}{h_{\text{agua}} * S_{\text{exterior del hogar}}}$$

$$R_{\text{total}} = R1 + \frac{f_{\text{sedimentos int}}}{S_{\text{interior del hogar}}} + R2 + \frac{f_{\text{sedimentos ext}}}{S_{\text{exterior del hogar}}} + R3$$

$$Q_{\text{salida}} = \frac{T_{\text{llama adiabática}} - T_{\text{vapor}}}{R_{\text{total}}}$$

$$\Delta Q_{\text{sistema}} = Q_{\text{combustible}} - Q_{\text{salida}}$$

$$T_{\text{salida}} = T_{\text{llama adiabática}} - T_{\text{llama adiabática}} * \exp \left(- \left(\frac{Q_{\text{combustible}} - Q_{\text{salida}}}{Q_{\text{combustible}}} \right) \right)$$

SEGUNDA FASE DEL CALDERO (BANCO DE TUBOS)

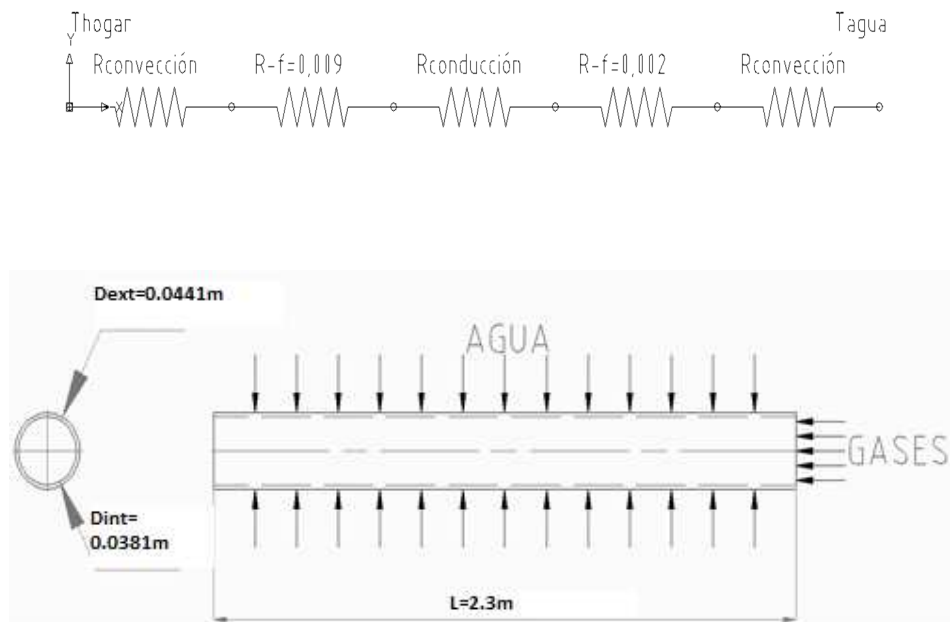


Figura 44 Transferencia de calor en la segunda fase de la caldera

$$T_{salida anterior} = T_{entrada}$$

$$Q_{salida anterior} = Q_{entrada}$$

Pérdidas por convección externa forzada en el banco de tubos del caldero

$$Tf = \Delta T_{ln} = \frac{(Th_1 - Tc_2) - (Th_2 - Tc_1)}{\ln\left(\frac{T_{entrada} - Tc_2}{Th_2 - Tc_1}\right)}$$

Donde:

$$T_{\text{entrada}} = Th_1 = \text{Temperatura de entrada} \\ = \text{Temperatura de llama adiabática}$$

$$Th_2 = \text{Temperatura de salida} = \text{Temperatura análisis de gases}$$

$$Tc_1 = \text{Temperatura de entrada del agua al caldero}$$

$$Tc_2 = \text{Temperatura de salida del vapor}$$

$$k \left(\frac{W}{m \cdot ^\circ C} \right); \rho \left(\frac{kg}{m^3} \right); v \left(\frac{m^2}{s} \right); Pr$$

$$Caudal_{\text{gases}} = \frac{\dot{m}_{\text{gases}}}{\frac{\sum \rho_{\text{productos}}}{\#_{\text{productos}}} * \#_{\text{tubos segundo paso}}}$$

$$Velocidad_{\text{gases}} = \frac{Caudal_{\text{gases}}}{A_{\text{interior tubos}}}$$

$$Re_{\text{gases}} = \frac{Velocidad_{\text{gases}} * D_{\text{interno tubos}}}{A_{\text{interior tubos}}}$$

$$Nu_{\text{gases}} = C * Re_{\text{gases}}^u * Pr^{1/3}$$

Nota: Nusselt es diferente dependiendo del valor de Reynolds

Tabla 6

Valores de Nu.

	C	U
Nu (0,4-4)	0,989	0,33
Nu (4-40)	0,911	0,385
Nu (40-4000)	0,683	0,466
Nu (4000-40000)	0,193	0,618
Nu (40000-400000)	0,027	0,805

Fuente: (Cengel Y. , Transferencia de Calor, 2003)

$$h_{gases} = \frac{Nu_{gases} * k_{gases}}{D_{interior\ tubos}}$$

$$h_{total\ gases} = \frac{\sum h_{gases}}{\#_{productos}}$$

$$R1 = \frac{1}{h_{total\ gases} * S_{interior\ tubos}}$$

Pérdidas por conducción en la pared del hogar

$$R2 = \frac{\ln\left(\frac{D_{ext\ tubos}}{D_{int\ tubos}}\right)}{2 * \pi * k_{acero} * L_{tubos}}$$

Pérdidas por convección natural en la parte exterior del hogar

$$Tf = \frac{T_{vapor} + T_{agua\ ingreso}}{2}$$

Nota: Buscar en tablas los siguientes coeficientes del agua usando la temperatura Tf

Agua = Líquido saturado

$$\beta\left(\frac{1}{^{\circ}C}\right); k\left(\frac{W}{m * ^{\circ}C}\right); \rho\left(\frac{kg}{m^3}\right); \nu\left(\frac{m^2}{s}\right); Pr$$

$$Grashoft_{agua} = Gr_{agua} = \frac{g * \beta * (T_{vapor} + T_{ambiente}) * D_{ext\ tubos}^3 * \rho_{agua}^2}{\mu_{agua}^2}$$

$$Rayleigh_{agua} = Ra_{agua} = Grashoft_{agua} * Pr_{agua}$$

$$Nuselt_{agua} = Nu_{agua} = \left(0,6 + 0,387 * \left(\frac{Ra_{agua}^{\frac{1}{6}}}{\left(1 + \left(\frac{0,559}{Pr_{agua}} \right)^{\frac{9}{16}} \right)^{\frac{8}{27}}} \right) \right)^2$$

$$h_{agua} = \frac{Nu_{agua} * k_{agua}}{D_{exterior\ hogar}}$$

$$R3 = \frac{1}{h_{agua} * S_{exterior\ del\ hogar}}$$

$$R_{total} = R1 + \frac{f_{sedimentos\ int}}{S_{interior\ del\ hogar}} + R2 + \frac{f_{sedimentos\ ext}}{S_{exterior\ del\ hogar}} + R3$$

$$Q_{salida} = \frac{T_{entrada} - T_{vapor}}{R_{total}}$$

$$\Delta Q_{sistema} = Q_{combustible} - Q_{salida}$$

$$T_{salida} = T_{entrada} - T_{entrada} * \exp\left(-\left(\frac{Q_{entrada} - Q_{salida}}{Q_{entrada}}\right)\right)$$

TERCERA FASE DEL CALDERO (BANCO DE TUBOS)

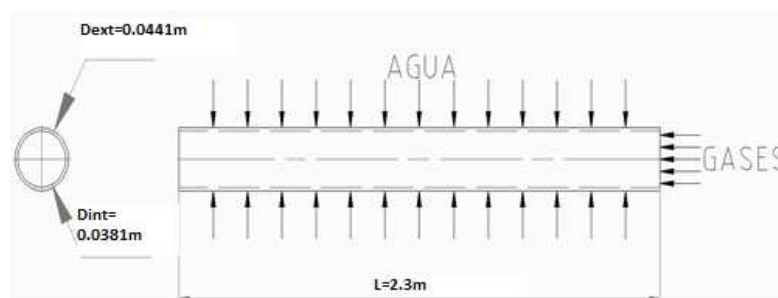


Figura 45 Transferencia de calor en la tercera fase de la caldera

$$T_{\text{salida anterior}} = T_{\text{entrada}}$$

$$Q_{\text{salida anterior}} = Q_{\text{entrada}}$$

Pérdidas por convección externa forzada en el banco de tubos del caldero

$$Tf = \Delta T_{\ln} = \frac{(Th_1 - Tc_2) - (Th_2 - Tc_1)}{\ln\left(\frac{T_{\text{entrada}} - Tc_2}{Th_2 - Tc_1}\right)}$$

Donde:

$$\begin{aligned} T_{\text{entrada}} = Th_1 &= \text{Temperatura de entrada} \\ &= \text{Temperatura de llama adiabática} \end{aligned}$$

$$Th_2 = \text{Temperatura de salida} = \text{Temperatura análisis de gases}$$

$$Tc_1 = \text{Temperatura de entrada del agua al caldero}$$

$$Tc_2 = \text{Temperatura de salida del vapor}$$

$$k \left(\frac{W}{m \cdot ^\circ C} \right); \rho \left(\frac{kg}{m^3} \right); v \left(\frac{m^2}{s} \right); Pr$$

$$Caudal_{\text{gases}} = \frac{\dot{m}_{\text{gases}}}{\frac{\sum \rho_{\text{productos}}}{\#_{\text{productos}}} * \#_{\text{tubos segundo paso}}}$$

$$Velocidad_{\text{gases}} = \frac{Caudal_{\text{gases}}}{A_{\text{interior tubos}}}$$

$$Re_{\text{gases}} = \frac{Velocidad_{\text{gases}} * D_{\text{interno tubos}}}{A_{\text{interior tubos}}}$$

$$Nu_{\text{gases}} = C * Re_{\text{gases}}^u * Pr^{1/3}$$

Nota: Nusselt es diferente dependiendo del valor de Reynolds

Tabla 7

Valores de Nu.

	C	U
Nu (0,4-4)	0,989	0,33
Nu (4-40)	0,911	0,385
Nu (40-4000)	0,683	0,466
Nu (4000-40000)	0,193	0,618
Nu (40000-400000)	0,027	0,805

Fuente: (Cengel Y. , Tranferencia de Calor, 2003)

$$h_{gases} = \frac{Nu_{gases} * k_{gases}}{D_{interior\ tubos}}$$

$$h_{total\ gases} = \frac{\sum h_{gases}}{\#_{productos}}$$

$$R1 = \frac{1}{h_{total\ gases} * S_{interior\ tubos}}$$

Pérdidas por conducción en la pared del hogar

$$R2 = \frac{\ln\left(\frac{D_{ext\ tubos}}{D_{int\ tubos}}\right)}{2 * \pi * k_{acero} * L_{tubos}}$$

Pérdidas por convección natural en la parte exterior del hogar

$$Tf = \frac{T_{vapor} + T_{agua\ ingreso}}{2}$$

Agua = Líquido saturado

$$\beta \left(\frac{1}{^\circ\text{C}} \right); k \left(\frac{\text{W}}{\text{m} * ^\circ\text{C}} \right); \rho \left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right); \nu \left(\frac{\text{m}^2}{\text{s}} \right); Pr$$

$$Grashof_{\text{agua}} = Gr_{\text{agua}} = \frac{g * \beta * (T_{\text{vapor}} + T_{\text{ambiente}}) * D_{\text{ext tubos}}^3 * \rho_{\text{agua}}^2}{\mu_{\text{agua}}^2}$$

$$Rayleigh_{\text{agua}} = Ra_{\text{agua}} = Grashof_{\text{agua}} * Pr_{\text{agua}}$$

$$Nuselt_{\text{agua}} = Nu_{\text{agua}} = \left(0,6 + 0,387 * \left(\frac{Ra_{\text{agua}}^{\frac{1}{6}}}{\left(1 + \left(\frac{0,559}{Pr_{\text{agua}}} \right)^{\frac{9}{16}} \right)^{\frac{8}{27}}} \right) \right)^2$$

$$h_{\text{agua}} = \frac{Nu_{\text{agua}} * k_{\text{agua}}}{D_{\text{exterior hogar}}}$$

$$R3 = \frac{1}{h_{\text{agua}} * S_{\text{exterior del hogar}}}$$

$$R_{\text{total}} = R1 + \frac{f_{\text{sedimentos int}}}{S_{\text{interior del hogar}}} + R2 + \frac{f_{\text{sedimentos ext}}}{S_{\text{exterior del hogar}}} + R3$$

$$Q_{\text{salida}} = \frac{T_{\text{entrada}} - T_{\text{vapor}}}{R_{\text{total}}}$$

$$\Delta Q_{\text{sistema}} = Q_{\text{combustible}} - Q_{\text{salida}}$$

$$T_{\text{salida}} = T_{\text{entrada}} - T_{\text{entrada}} * \exp \left(- \left(\frac{Q_{\text{entrada}} - Q_{\text{salida}}}{Q_{\text{entrada}}} \right) \right)$$

PERDIDAS DE CALOR EN EL EXTERIOR DE LA CALDERA

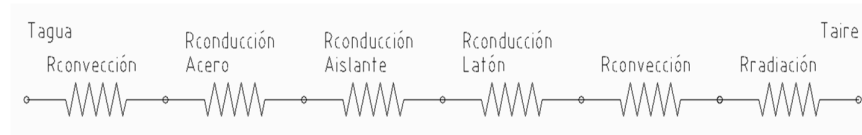


Figura 46 Pérdidas de calor en el exterior de la caldera

Pérdidas por convección natural en el interior de la coraza

$$h_{agua} = \text{Mínimo}(h_{agua \text{ en el hogar}}; h_{agua \text{ en los tubos}}; h_{agua \text{ en los tubos}})$$

$$R_{agua} = \frac{1}{\frac{\pi * D_{int \text{ domo}}^2}{4}} * \left(\frac{1}{h_{agua}} + f_{sedimentos \text{ ext}} \right)$$

$$Q_{agua} = \frac{T_{vapor} - T_{promedio \text{ medida coraza}}}{R_{agua}}$$

Pérdidas por conducción en la coraza

$$R_{conducción} = \frac{1}{2 * \pi * L_{caldero}} * \left(\frac{\ln \left(\frac{D_{int \text{ aislante}}}{D_{int \text{ domo}}} \right)}{k_{acero2}} + \frac{\ln \left(\frac{D_{ext \text{ aislante}}}{D_{int \text{ aislante}}} \right)}{k_{aislante}} + \frac{\ln \left(\frac{D_{ext \text{ domo}}}{D_{ext \text{ aislante}}} \right)}{k_{latón}} \right)$$

$$Q_{conducción} = \frac{T_{vapor} - T_{promedio \text{ medida coraza}}}{R_{conducción}}$$

Pérdidas por convección natural en el exterior de la coraza

$$T_f = \frac{T_{\text{ambiente}} + T_{\text{promedio medida coraza}}}{2}$$

Nota: Buscar en tablas los siguientes coeficientes de aire usando la temperatura T_f

$$\beta \left(\frac{1}{^\circ\text{C}} \right); k \left(\frac{\text{W}}{\text{m} \cdot ^\circ\text{C}} \right); \rho \left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right); \nu \left(\frac{\text{m}^2}{\text{s}} \right); Pr$$

$$Grashof_{\text{aire}} = Gr_{\text{aire}} = \frac{g * \beta * (T_{\text{promedio medida coraza}} + T_{\text{ambiente}}) * D_{\text{ext domo}}^3 * \rho_{\text{aire}}^2}{\mu_{\text{aire}}^2}$$

$$Rayleigh_{\text{aire}} = Ra_{\text{aire}} = Grashof_{\text{aire}} * Pr_{\text{aire}}$$

$$Nuselt_{\text{aire}} = Nu_{\text{aire}} = \left(0,6 + 0,387 * \left(\frac{Ra_{\text{aire}}^{\frac{1}{6}}}{\left(1 + \left(\frac{0,559}{Pr_{\text{aire}}} \right)^{\frac{9}{16}} \right)^{\frac{8}{27}}} \right) \right)^2$$

$$h_{\text{aire}} = \frac{Nu_{\text{aire}} * k_{\text{aire}}}{D_{\text{exterior domo}}}$$

$$R_{\text{aire}} = \frac{1}{h_{\text{aire}} * S_{\text{exterior del domo}}}$$

$$Q_{\text{aire}} = \frac{T_{\text{promedio medida coraza}} - T_{\text{ambiente}}}{R_{\text{aire}}}$$

Pérdidas de calor por radiación

$$Q_{\text{radiación}} = \epsilon * \sigma * (\pi * D_{\text{exterior domo}} * L_{\text{caldero}}) * \left((T_{\text{promedio medida coraza}} + 273)^4 + (T_{\text{ambiente}} + 273)^4 \right)$$

Pérdida de calor total

$$Q_{\text{coraza}} = Q_{\text{agua}} + Q_{\text{conducción}} + Q_{\text{aire}} + Q_{\text{radiación}}$$

PÉRDIDAS DE CALOR EN LA TAPA DELANTERA



Figura 47 Pérdidas de calor en la tapa delantera

Pérdidas por convección forzada dentro de la tapa delantera

$$h_{\text{gases}} = \text{Mínimo}(h_{\text{gases en el hogar}}; h_{\text{gases en los tubos}}; h_{\text{gases en los tubos}})$$

$$R_{\text{gases}} = \frac{1}{\frac{\pi * D_{\text{ext domo}}^2}{4}} * \left(\frac{1}{h_{\text{gases}}} + f_{\text{sedimentos int}} \right)$$

$$Q_{\text{gases}} = \frac{T_{\text{frente}} - T_{\text{ambiente}}}{R_{\text{gases}}}$$

Pérdidas por conducción en la tapa delantera

$$R_{\text{conducción}} = \frac{1}{\frac{\pi * D_{\text{ext domo}}^2}{4}} * \left(\frac{E_{\text{refrac tapa ant}}}{k_{\text{refractario}}} + \frac{E_{\text{acero tapa ant}}}{k_{\text{acero2}}} \right)$$

$$Q_{\text{conducción}} = \frac{T_{\text{salida del hogar}} - T_{\text{promedio medida tapa frontal}}}{R_{\text{conducción}}}$$

Pérdidas por convección natural en la tapa delantera

$$T_f = \frac{T_{\text{ambiente}} + T_{\text{promedio medida tapa frontal}}}{2}$$

Nota: Buscar en tablas los siguientes coeficientes de aire usando la temperatura T_f

$$\beta \left(\frac{1}{^\circ\text{C}} \right); k \left(\frac{\text{W}}{\text{m} \cdot ^\circ\text{C}} \right); \rho \left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right); \nu \left(\frac{\text{m}^2}{\text{s}} \right); Pr$$

$$Grashof_{\text{aire}} = Gr_{\text{aire}}$$

$$= \frac{g * \beta * (T_{\text{promedio medida tapa frontal}} - T_{\text{ambiente}}) * D_{\text{ext domo}}^3 * \rho_{\text{aire}}^2}{\mu_{\text{aire}}^2}$$

$$Rayleigh_{\text{aire}} = Ra_{\text{aire}} = Grashof_{\text{aire}} * Pr_{\text{aire}}$$

$$Nuselt_{\text{aire}} = Nu_{\text{aire}} = \left(0,6 + 0,387 * \left(\frac{Ra_{\text{aire}}^{\frac{1}{6}}}{\left(1 + \left(\frac{0,559}{Pr_{\text{aire}}} \right)^{\frac{9}{16}} \right)^{\frac{8}{27}}} \right) \right)^2$$

$$h_{\text{aire}} = \frac{Nu_{\text{aire}} * k_{\text{aire}}}{D_{\text{exterior domo}}}$$

$$R_{\text{aire}} = \frac{1}{h_{\text{aire}} * \frac{\pi * D_{\text{ext domo}}^2}{4}}$$

$$Q_{\text{aire}} = \frac{T_{\text{promedio medida tapa frontal}} - T_{\text{ambiente}}}{R_{\text{aire}}}$$

Pérdidas de calor por radiación

$$Q_{\text{radiación}} = \epsilon * \sigma * \left(\pi * D_{\text{exterior domo}} * (E_{\text{refrac tapa ant}} + E_{\text{acero tapa ant}}) \right) * \left((T_{\text{promedio medida tapa frontal}} + 273)^4 + (T_{\text{ambiente}} + 273)^4 \right)$$

Pérdida de calor total

$$Q_{\text{tapa delantera}} = Q_{\text{agua}} + Q_{\text{conducción}} + Q_{\text{aire}} + Q_{\text{radiación}}$$

PÉRDIDAS DE CALOR EN LA TAPA POSTERIOR**Pérdidas por convección forzada dentro de la tapa posterior**

$$h_{\text{gases}} = \text{Mínimo}(h_{\text{gases en el hogar}}; h_{\text{gases en los tubos}}; h_{\text{gases en los tubos}})$$

$$R_{\text{gases}} = \frac{1}{\frac{\pi * D_{\text{ext domo}}^2}{4}} * \left(\frac{1}{h_{\text{gases}}} + f_{\text{sedimentos int}} \right)$$

$$Q_{\text{gases}} = \frac{T_{\text{promedio medida tapa posterior}} - T_{\text{ambiente}}}{R_{\text{gases}}}$$

Pérdidas por conducción en la tapa posterior

$$R_{\text{conducción}} = \frac{1}{\frac{\pi * D_{\text{ext domo}}^2}{4}} * \left(\frac{E_{\text{refrac tapa ant}}}{k_{\text{refractario}}} + \frac{E_{\text{acero tapa ant}}}{k_{\text{acero2}}} \right)$$

$$Q_{\text{conducción}} = \frac{T_{\text{salida primer banco de tubos}} - T_{\text{promedio medida tapa posterior}}}{R_{\text{conducción}}}$$

Pérdidas por convección natural en la tapa posterior

$$T_f = \frac{T_{\text{ambiente}} + T_{\text{promedio medida tapa posterior}}}{2}$$

Nota: Buscar en tablas los siguientes coeficientes de aire usando la temperatura T_f

$$\beta \left(\frac{1}{^{\circ}\text{C}} \right); k \left(\frac{\text{W}}{\text{m} * ^{\circ}\text{C}} \right); \rho \left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right); \nu \left(\frac{\text{m}^2}{\text{s}} \right); Pr$$

$$Grashof_{\text{aire}} = Gr_{\text{aire}}$$

$$= \frac{g * \beta * (T_{\text{promedio medida tapa posterior}} - T_{\text{ambiente}}) * D_{\text{ext domo}}^3 * \rho_{\text{aire}}^2}{\mu_{\text{aire}}^2}$$

$$Rayleigh_{\text{aire}} = Ra_{\text{aire}} = Grashof_{\text{aire}} * Pr_{\text{aire}}$$

$$Nusselt_{\text{aire}} = Nu_{\text{aire}} = \left(0,6 + 0,387 * \left(\frac{Ra_{\text{aire}}^{\frac{1}{6}}}{\left(1 + \left(\frac{0,559}{Pr_{\text{aire}}} \right)^{\frac{9}{16}} \right)^{\frac{8}{27}}} \right) \right)^2$$

$$h_{\text{aire}} = \frac{Nu_{\text{aire}} * k_{\text{aire}}}{D_{\text{exterior domo}}}$$

$$R_{\text{aire}} = \frac{1}{h_{\text{aire}} * \frac{\pi * D_{\text{ext domo}}^2}{4}}$$

$$Q_{\text{aire}} = \frac{T_{\text{promedio medida tapa posterior}} - T_{\text{ambiente}}}{R_{\text{aire}}}$$

Pérdidas de calor por radiación

$$Q_{\text{radiación}} = \epsilon * \sigma * \left(\pi * D_{\text{exterior domo}} * (E_{\text{refrac tapa ant}} + E_{\text{acero tapa ant}}) \right) * \left((T_{\text{promedio medida tapa posterior}} + 273)^4 + (T_{\text{ambiente}} + 273)^4 \right)$$

Pérdida de calor total

$$Q_{\text{tapa posterior}} = Q_{\text{agua}} + Q_{\text{conducción}} + Q_{\text{aire}} + Q_{\text{radiación}}$$

PÉRDIDAS DE CALOR DEBIDAS AL AGUA EN EL COMBUSTIBLE,**H_w**

$$H_w = \left(W_m * \left(603,65 + (0,26 * t_g - t_f) \right) \right) * 4,1868 * \dot{m}_{\text{combustible}}$$

*Datos:**H_w = Pérdida debida a la humedad del combustible por kg de combustible quemado. (kW)**t_g = Temperatura de los gases que salen de la caldera.**t_f = Temperatura del combustible y aire entrante en caldera .**W_m = Porcentaje de humedad por kg de combustible quemado.***PÉRDIDAS DE CALOR DEBIDAS A LA HUMEDAD EN EL AIRE DE COMBUSTIÓN, H_a**

$$H_a = \left(W_u * (0,26 * t_g - t_a) \right) * 4,1868 * \dot{m}_{\text{gases}}$$

H_a = (kW)

W_u = (peso del vapor de agua requerido para saturar 1 kg de aire seco a 25 °C)
** (humedad relativa) * (peso de aire seco usado por kg de combustible)*

*t_a = Temperatura ambiente.**t_g = Temperatura de los gases que salen de la caldera.*

El peso de aire seco requerido por kg de combustible quemado:

$$C = \frac{W_f * C_f - W_\gamma * C_\gamma}{Cp_{combustible} * 100}$$

W_f = *Peso de combustible quemado: 6435.18 kg (Dato del combustible).*

C_f = *% de carbono del análisis final.*

W_γ = *peso de cenizas*

C_γ = *% de carbono contenido en las cenizas según análisis final 0%*

Cp = *Calor específico del combustible 2,2 $\frac{kJ}{kg * ^\circ C}$*

Calculamos el peso de gases secos en la chimenea W_{dg} :

$$W_{dg} = \left(\frac{4 * CO_2 + O_2 + 700}{3 * (CO_2 + CO)} \right) * C_1$$

PÉRDIDAS DE CALOR POR LOS GASES SECOS DE LA CHIMENEA

$$H_{cg} = W_{dg} * Cp * (t_g - t_f)$$

PÉRDIDA DE CALOR DEBIDO AL HIDRÓGENO EN EL COMBUSTIBLE QUE FORMA VAPOR DE AGUA, H_h

$$H_h = \left(9 * W_h * (603,65 + (0,26 * t_g) - t_f) \right) * 4,1868 * \dot{m}_{gases}$$

t_g = *Temperatura de los gases que salen de la caldera.*

t_f = *Temperatura del combustible y aire entrante en caldera.*

W_h = Porcentaje de hidrógeno en el análisis final.

$$H_h = (kW)$$

PÉRDIDAS DEBIDAS A LOS COMBUSTIBLES INQUEMADOS H_u

Causadas por insuficiente aire o mezcla pobre combustible/aire.

$$H_u = \left(\frac{CO}{CO + CO_2} * 1016 * C_1 \right) * 4,1868 * \dot{m}_{gases}$$

$$H_u = (kW)$$

PÉRDIDAS POR PURGAS

p = purgas

t = tiempo de funcionamiento

D = diámetro de tuberías

v_g = densidad a la temperatura de salida de los gases

Área de la tubería de purgas

$$\text{Área} = \frac{\pi * D^2}{4}$$

Volumen = $A * L$

$$Cp = \left(\frac{kJ}{kg} \right) @ T_{salida \text{ del vapor}}$$

Flujo másico de las purgas

$$m = \frac{V}{v_g}$$

$$\dot{m} = \frac{m}{t} * p$$

$$Q = (\dot{m} * C_p * \Delta T) * 4,1868 * \dot{m}_{gases}$$

$$Q = (kW)$$

EFICIENCIA DEL CALDERO

$$Eficiencia = \frac{Q_{entrada} - Pérdidas del caldero}{Q_{entrada}}$$

CÁLCULO DE LA PÉRDIDA DE CALOR EN LÍNEA DE DISTRIBUCIÓN Y LINEA DE CONDENSADO.

Para el cálculo de las pérdidas de calor en tuberías se utilizará el siguiente esquema de resistencias térmicas. (Incropera F, 1996)

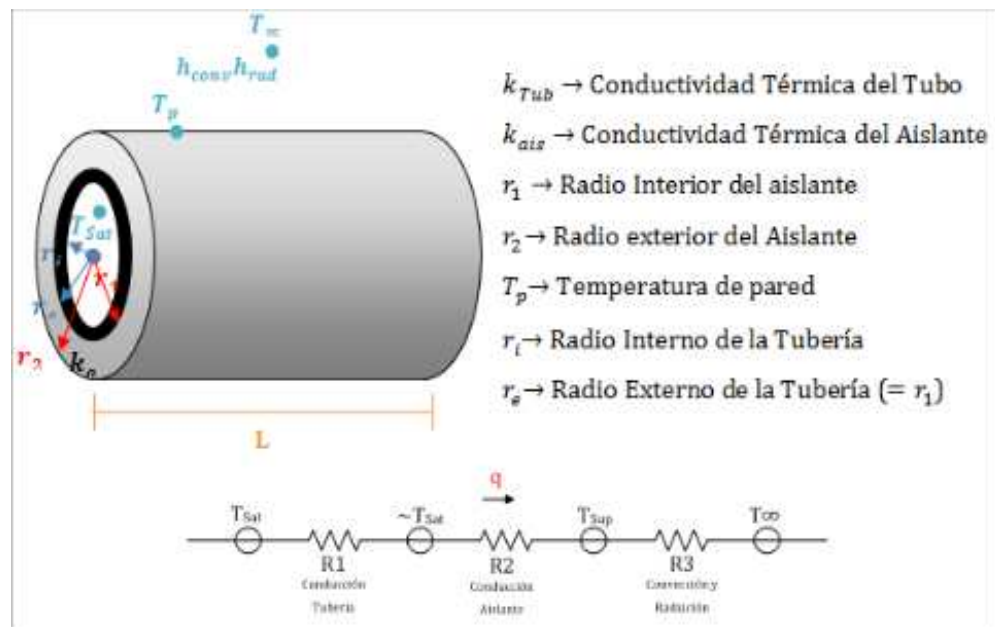


Figura 48 Transferencia de calor en tubería.

Fuente: (Incropera F, 1996, págs. 78,79)

r_i = diámetro nominal de la tubería (mm)

$r_1 = r_i + e_{tub}$ (mm)

$r_2 = r_1 + esp_{ais}$

En caso de no poseer aislante, $r_2 = r_1$ y $R_2=0$.

Cálculo de la resistencia térmica por conducción de tubería (R_1).

$$R_1 = \frac{r_2 * \ln\left(\frac{r_1}{r_i}\right)}{k_{tub}}$$

Cálculo de la resistencia térmica por conducción del aislante (R₂).

$$R_2 = \frac{r_2 * \ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{k_{ais}}$$

Cálculo de la resistencia térmica por convección y radiación (R₃).

$$h_r = \frac{\varepsilon * \sigma * (T_P^4 - T_{ref}^4)}{(T_P - T_{ref})}$$

Para determinar el hc, se consideró convección natural en un cilindro horizontal.

$$T_{film} = \frac{T_P + T_{ref}}{2}$$

$$\beta = \frac{1}{T_{film}}$$

$$Ra_L = \frac{D_2^3 * g * \beta * \Delta T}{\nu * \alpha}$$

$$Nu = \left[0.60 + \frac{0.387 * Ra_L^{1/6}}{\left[1 + \left(\frac{0.559}{Pr}\right)^{9/16} \right]^{8/27}} \right]^2$$

$$h_c = \frac{Nu * k}{D}$$

$$R_3 = \frac{1}{h_c + h_r}$$

$$U = \frac{1}{R_1 + R_2 + R_3}$$

$$Q = U * A * (T_{op} - T_{ref})$$

CÁLCULO DE PÉRDIDA DE CALOR EN TANQUE DE CONDENSADO.

Para el cálculo de la pérdida de calor y la temperatura en la superficie del tanque de condensado se emplearán las siguientes relaciones: (UPME)

1. Cálculo del coeficiente de transferencia de calor por convección natural y forzada, desde la superficie aislada hacia el ambiente, h_c (W/m²K):

$$h_c = 3.0075 * C * \left[\frac{1.11}{(t_{sup} + t_a - 510.44)} \right]^{0.181} * [1.8 * (t_{sup} - t_a)]^{0.266} * (1 + 7.9366e - 4 * V)^{0.5}$$

2. Cálculo del coeficiente de transferencia de calor por radiación, h_R (W/m²K):

$$h_R = 0.9824 \times 10^{-8} * E_{mss} * \frac{t_a^4 - t_{sup}^4}{t_a - t_{sup}}$$

3. Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor, h_s (W/m²K):

$$h_s = h_c + h_R$$

4. Cálculo del flujo de calor por unidad de área, q (W/m)

$$q = \frac{(t_{op} - t_a)}{\left[\left(\frac{Esp}{k_{ais}} \right) + \left(\frac{1}{h_s} \right) \right]}$$

5. Verificación de la temperatura de superficie, t_{sc} (K):

$$t_{sc} = t_a + \frac{q}{h_s}$$

6. Convergencia de la temperatura de superficie: si $t_{sup}=t_{sc}$, entonces las pérdidas de calor son igual a q y la temperatura en la superficie aislada es t_{sc} . En caso contrario, hacer $t_{sup}=t_{sc}$ y regresar al punto N°1 del procedimiento de cálculo de para superficies planas.

CÁLCULO DE PÉRDIDA DE CALOR EN TRAMPAS PARA VAPOR Y FUGAS.

TRAMPAS PARA VAPOR.

Tan pronto como el vapor deja la caldera empieza a ceder parte de su energía a cualquier superficie de menor temperatura. Al hacer esto, parte del vapor se condensa convirtiéndose en agua, prácticamente a la misma temperatura. La combinación de agua y vapor hace que el flujo de calor sea menor ya que el coeficiente de transferencia de calor del agua es menor que el del vapor. (UPME)

Una trampa de vapor es un dispositivo cuya función básica es eliminar condensados, como beneficios o cualidades adicionales puede eliminar aire y otros gases no condensables, además de prevenir pérdidas de vapor.

- **Eliminación de condensado.** El condensado debe pasar siempre, rápido y completamente a través de la trampa para vapor para obtener un mejor aprovechamiento de la energía térmica del vapor.
- **Eliminar aire y otros gases no condensables.** El aire y los gases disminuyen el coeficiente de transferencia de calor. Además, se debe tener presente que el O₂ y otros gases formados, pueden causar corrosión.

- **Prevenir pérdidas de vapor.** No deben permitir el paso de vapor sino hasta que éste ceda la mayor parte de energía que contiene, también las pérdidas de vapor deben ser mínimas mientras la trampa libera vapor condensado, aire y gases incondensables.

El flujo de vapor que se fuga por una trampa para vapor o que se fuga por una línea de vapor en malas condiciones se puede calcular de la siguiente:

$$W_{vf} = \frac{\left\{ \left[\frac{(0.8 * 0.4118 * \pi)}{4} \right] * \left(\frac{D}{25.4} \right)^2 * (P * 14.502) \right\} * 0.4536}{\{[1.8 * (T + 273.15)]\}^{0.5}}$$

Donde:

W_{vf} = Vapor que se fuga, kg/s.

D: diámetro de la línea de vapor, mm

P: Presión del vapor en la línea, bar.

T: Temperatura del vapor en la línea, °C

Para este cálculo es necesario acotar que la descarga de la trampa de vapor es a la atmósfera, lo que trae como resultado una sobreestimación de ahorro que puede llevar a situaciones erróneas. En caso de que no se descargue a la presión atmosférica, la presión de vapor en la línea tomará el valor de la diferencia entre la presión de la línea de vapor y de la presión de la línea de condensados.

Calor perdido por las Trampas para Vapor.

$$Q_{vf} = W_{vf} * \Delta h_v$$

En donde:

Q_{vf} = Calor perdido en la trampa para vapor, KJ/s.

W_{vf} = Vapor que se fuga, kg/s.

$\Delta h_V = h_{Vf} - h$: Entalpía del vapor en la línea, kJ/kg.

h del agua a la temperatura del sistema donde se fuga el vapor, es igual a $h_{a\text{ reposición}}$, entalpía del agua de reposición, si no hay retorno de condensados.

h del agua a la temperatura del sistema donde se fuga el vapor, es igual a h_{aa} , entalpía del agua de alimentación, si se tiene retorno de condensado.

FUGAS.

La pérdida de calor por fugas de vapor, es uno de los problemas más comunes, cuya corrección, además de que requiere de una inversión mínima, ya que en la mayoría de los casos únicamente se trata de mantenimiento, es una de las medidas que permiten un ahorro importante en el Hospital. El cálculo de una fuga, ya sea en una línea de vapor o en alguna válvula o accesorio, se realizará mediante la determinación del diámetro equivalente de fuga (aproximado), de manera de tener un parámetro que permita cuantificar la energía pérdida por fugas. A continuación se presenta una tabla en la que se puede determinar de una manera aproximada el flujo de vapor fugado. (Jiménez, 2015)

Tabla 8

Flujo de vapor fugado por diámetro de la fuga.

Flujo de vapor fugado [kg/h]										
Diámetro de la fuga [mm]	Presión de vapor [bar]									
	1,0	1,8	3,5	5,3	7,0	8,8	10,5	14,0	17,5	21,0
0,79	0,32	0,43	0,70	0,96	1,23	1,50	1,77	2,32	2,86	3,36
1,59	1,27	1,73	2,77	3,86	4,91	6,00	7,09	9,23	11,41	13,55
2,38	2,86	3,84	6,27	8,68	11,09	13,50	15,95	20,77	25,64	30,45
3,18	5,09	6,82	11,14	15,45	19,73	24,05	28,36	36,95	45,45	54,09
3,97	8,00	10,68	17,41	24,14	30,86	37,59	44,27	57,73	70,91	84,55
4,76	11,50	15,36	25,05	34,73	44,41	54,09	63,64	83,18	102,73	121,82
5,56	15,64	20,91	34,09	47,27	60,45	73,64	86,82	113,18	139,55	165,91
6,35	20,45	27,32	44,55	61,82	78,64	96,36	113,64	147,73	182,27	216,82
7,14	25,86	34,59	56,36	78,18	100,00	121,82	143,64	187,27	230,45	274,09
7,94	31,95	42,73	69,55	96,36	123,64	150,45	177,27	230,91	285,00	338,64

Fuente: (Jiménez, 2015)

Cálculo de las pérdidas de calor en fugas:

$$Q_f = W_{Vf} * \Delta h$$

Donde:

Qf = Calor perdido por la fuga, kJ/s.

WVf = Flujo de vapor fugado, Kg/s.

$$\Delta h = h_{Vf} - h_{aa}$$

 h_{Vf} = Entalpía del vapor fugado, kJ/kg. h_{aa} = Entalpía a temperatura del agua de alimentación, kJ/kg.

CÁLCULO DE PÉRDIDAS EN ACCESORIOS DE TUBERÍAS.

En el Hospital los accesorios en las tuberías implican una gran variedad de aditamentos como pueden ser válvulas, codos, tes y dispositivos de medición entre otros. Muchos de estos accesorios, de acuerdo a su forma de construcción, es posible aislarlos completamente o parcialmente, mientras que otros no es posible aislarlos. En las siguientes tablas se muestran los valores aproximados de las pérdidas suplementarias originadas por los accesorios en función de una longitud equivalente de tubería, considerando, un tipo único de accesorio válido para todos los casos. Las tablas se consideran para la situación en que los accesorios estén ubicados en el interior del edificio que es el caso del Hospital y que se encuentren desnudos o parcialmente aislados, quedando valores en función de la fracción aislada, del diámetro y de la temperatura de la tubería en que se encuentran los accesorios.

Tabla 9

Pérdidas suplementarias debidas a los accesorios en tuberías

NATURALEZA DEL AISLAMIENTO	DIÁMETRO INTERIOR DE LA TUBERÍA, mm	LONGITUD EQUIVALENTE DE LA TUBERÍA EN METROS PARA UNA TEMPERATURA DE:	
		100 °C	400 °C
Totalmente Desnudo	100	6	16
	500	9	26
1/4 desnudo 3/4 aislado	100	2.5	5
1/4 desnudo 3/4 aislado	500	3	7.5
1/3 desnudo 2/3 aislado	100	3	6
1/3 desnudo 2/3 aislado	500	4	10

Fuente: (UPME)

- En la tabla se tiene pérdidas de calor correspondientes a válvulas, sin tomar en cuenta las bridas.

- Pares de bridas: Si están desnudas se considera que la pérdida de calor es la tercera parte de la pérdida en la válvula del mismo diámetro de tubería.

3.3 DESARROLLO DEL MODELO MATEMÁTICO DEL SISTEMA TÉRMICO.

La presente propuesta de modelo matemático permitirá realizar el balance del sistema térmico. De una manera interactiva permitirá la simulación de resultados mediante la manipulación de variables asociadas a acciones y recursos que se puedan implementar para mejorar la eficiencia del sistema térmico hasta encontrar su punto óptimo de funcionamiento. El modelo matemático propuesto terminará con el cálculo de la eficiencia térmica del sistema.

El modelo matemático ha sido desarrollado como una hoja de cálculo interactiva en EXCEL que permitirá ir ingresando datos de las variables e ir calculando los diferentes parámetros que miden la eficiencia del sistema térmico.

La hoja de cálculo del modelo matemático será parte de los anexos del presente estudio.

Se han realizado algunas capturas de pantalla para ilustrar el desarrollo de la hoja de cálculo, con las indicaciones respectivas para ingreso de datos y datos calculados que permitirán ir determinando los diferentes parámetros hasta llegar al cálculo de la eficiencia de la caldera, la eficiencia del sistema de distribución y la eficiencia del sistema térmico en general.

El modelo matemático propuesto, permitirá realizar el balance del sistema térmico de cualquier hospital en función de los datos de ingreso correspondientes a cada realidad hospitalaria. Las ecuaciones de referencia

para la obtención de los cálculos han sido ampliamente detalladas en el apartado 3.2. del presente estudio.

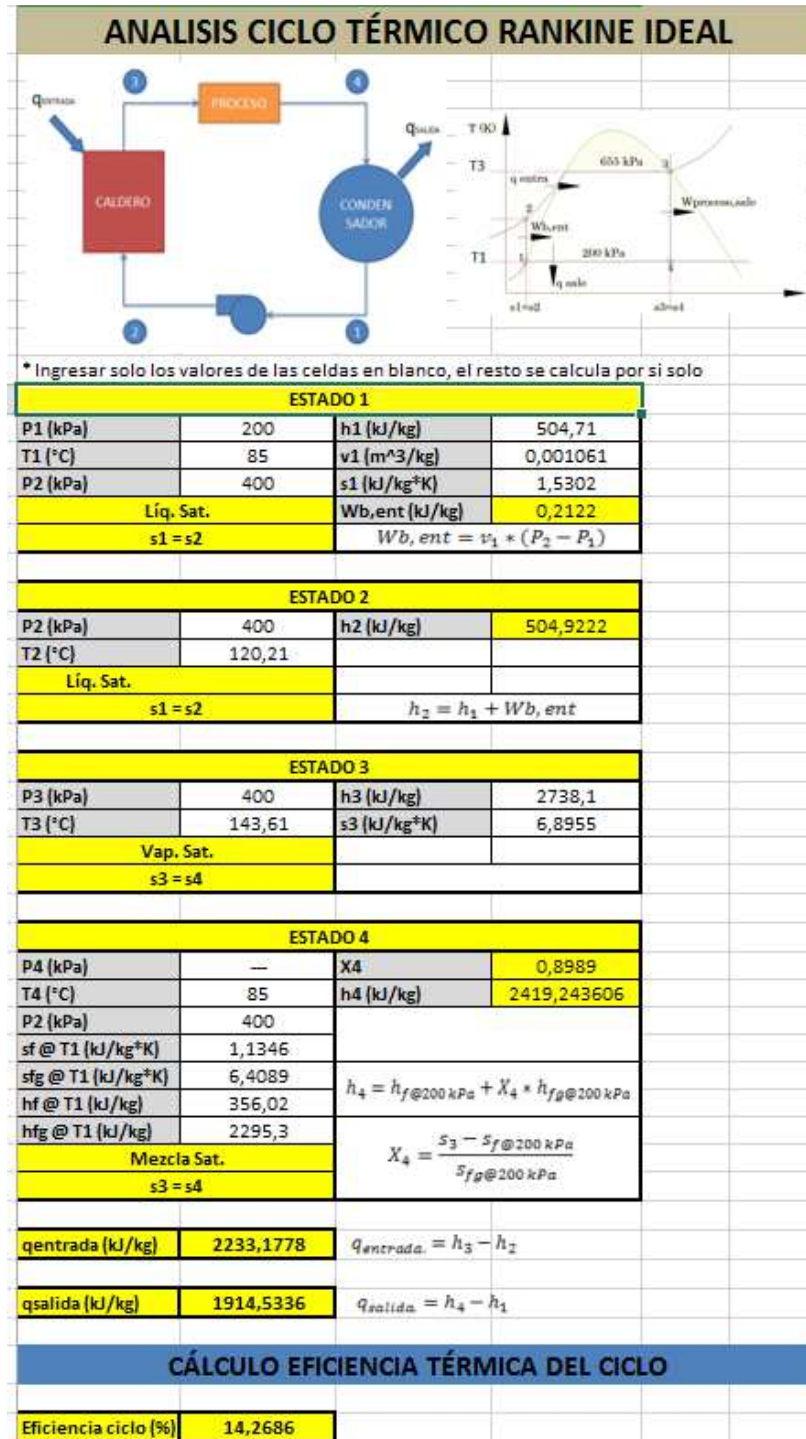


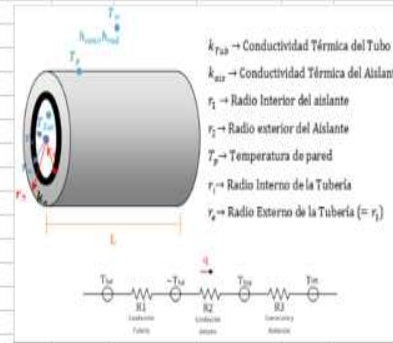
Figura 49 Captura de la hoja de cálculo de la eficiencia térmica del ciclo

ANÁLISIS DE LA PERDIDAS EN LA CORAZA					
PERDIDAS POR CONVECCIÓN NATURAL EN EL INTERIOR DE LA CORAZA					
Entalpia de convección natural					
h agua (W/m ² *°C)	2527,2201				
R agua (°C/W)	0,002432				
Q agua (W)	41123,9667				
PERDIDAS POR CONDUCCIÓN EN LA CORAZA					
R conducción (°C/W)	0,210614				
Q conducción (W)	474,8029				
PERDIDAS POR CONVECCIÓN NATURAL EN EL EXTERIOR DE LA CORAZA					
Tf (°C)	27,5				
TABLA DE PROPIEDADES DEL AIRE					
27,5000	β (1/°C)	k (W/m*°C)	μ (kg/m*s)	ρ (kg/m ³)	Pr
	0,00330	0,0263	0,0000190	1,1450	0,7268
TRANSFERENCIA DE CALOR (J.P. HOLMAN) OCTAVA EDICIÓN					
Ra	9,4274E+08				
Nu	114,0317				
Entalpia de convección natural					
h aire (W/m ² *°C)	2,3026				
R aire (°C/W)	0,327199				
Q aire (W)	15,2812				
PERDIDA DE CALOR POR RADIACIÓN					
Qradiación (W)	9,2501E+01				
PERDIDA DE CALOR TOTAL					
Qperdido coraza (W)	41706,5521				

Figura 50 Captura de la hoja de cálculo de las pérdidas de calor en la coraza del caldero.

ANÁLISIS PERD. CALOR EN LÍNEAS DE VAPOR Y CONDENSADO

diametro nominal tubería (mm)	101,6	ri (m)	0,0508
espesor tubería (mm)	2	r1 (m)	0,0528
espesor aislante (mm)	40	r2 (m)	0,0928
longitud tubería (m) aislada	200		
longitud tubería (m) desnuda	10		
temperatura superficie aislada	35		
temperatura superficie desnuda	85		
temperatura operación (°C)	170		
temperatura ambiente (°C)	25		
Kacero (W/m°C)	38,6		
kais (W/m°C)	0,1		
ξ tubería acero al carbono aislada	0,03		
ξ tubería acero al carbono sin aislar	0,75		
Tfilm (°C) aislada	30		
Tfilm (°C) desnuda	55		
A (m²) aislado	116,6131		
A (m²) desnudo	3,317441		



RESISTENCIA TÉRMICA POR CONDUCCIÓN DE LA TUBERÍA

R1 (m²K/W) aislada	9,3E-05
R1 (m²K/W) desnuda	0,02039

RESISTENCIA TÉRMICA POR CONDUCCIÓN DEL AISLANTE

R2 (m²K/W) aislada	0,52333
R2 (m²K/W) desnuda	0

COEFICIENTE DE RADIACIÓN

hr tubería aislada	0,18933
hr tubería desnuda	6,05263

Propiedades térmicas del aire a T	v	α	k	Pr	β
	(m²/s)	(m²/s)	(W/m°C)		(1/K)
aislado	1,81E-05	2,58E-05	0,0279	0,704	0,0033

Propiedades térmicas del aire a T	v	α	k	Pr	β
	(m²/s)	(m²/s)	(W/m°C)		(1/K)
desnudo	1,81E-05	2,58E-05	0,0279	0,704	0,0037

AISLADO

Ra	#####
Nu	22,2247
hc	3,34088

DESNUDO

Ra	#####
Nu	23,588
hc	6,23205

RESISTENCIA TÉRMICA POR CONVECCIÓN Y RADIACIÓN

R3 (m²K/W) aislado	0,28327
R3 (m²K/W) desnudo	0,0814

COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR

hs (W/m²K) aislado	1,23963
hs (W/m²K) desnudo	9,82407

PERDIDA DE CALOR

Q (W) aislado	20960,7
Q (W) desnudo	4725,66

TABLA RESUMEN DE RESULTADOS

Nota: Ingresar las pérdidas por diámetro de tubería calculado

LINEA DE VAPOR		LINEA DE CONDENSADOS	
TUBERIA AISLADA		TUBERIA AISLADA	
DIAMETRO	PERDIDAS	DIAMETRO	PERDIDAS
D (mm)	Q (W)	D (mm)	Q (W)
101,6		101,6	0
Qtotal (W)	0	Qtotal (W)	0

TUBERIA DESNUDA		TUBERIA DESNUDA	
DIAMETRO	PERDIDAS	DIAMETRO	PERDIDAS
D (mm)	Q (W)	D (mm)	Q (W)
101,6		101,6	0
Qtotal (W)	0	Qtotal (W)	0
Qtotal(W)	0	Qtotal(W)	0
TUBERIAS		TUBERIAS	

Figura 51 Captura de la hoja de cálculo de pérdidas de calor en líneas de vapor y condensado.

ANALISIS PERD. CALOR EN TRAMPAS DE VAPOR EN MAL ESTADO										
DATOS		RESUMEN DE RESULTADOS								
Diametro de la línea de vapor (mm)	25,4	dia.línea (mm)	25,4							
Presión del vapor en la línea, (bar)	4	Presión (bar)	4							
Temperatura del vapor en la línea (°C)	170	N°trampas	2							
Vapor que se fuga, Wvf (Kg/s)	0,24104877	q perdido (W)	153719,9							
Calor perdido, Qvf (KJ/s)	76,859942		0							
Tiempo operación (s)	39600		0							
entalpia del vapor hvf	2738,1		0							
entalpia del agua de alimentación haa	2419,24361		0							
Entalpia vapor línea dhv (KJ/Kg)	318,856394		0							
masa de vapor perdido/día (Kg)	9545,53135		0							
calor perdido, q(W)	76859,942		0							
ANALISIS PERD.CALOR EN FUGAS										
DATOS		d.fuga (mm)	1,59							
diametro de la fuga (mm)	0,79	Presión (bar)	4							
Presión del vapor en la línea, (bar)	3,5	Q perdido (W)	223199,5							
Vapor que se fuga, Wvf (Kg/h)	0,7									
Calor perdido, Qvf (KJ/s)	223,199476									
Tiempo operación (h)	11									
entalpia del vapor hvf	2738,1									
entalpia del agua de alimentación haa	2419,24361									
Entalpia vapor línea dhv (KJ/Kg)	318,856394									
masa de vapor perdido/día	7,7	Qtotal perdido fugas	223199,5							
calor perdido, q(W)	223199,476									
Flujo de vapor fugado [kg/h]										
Diámetro de la fuga [mm]	Presión de vapor [bar]									
	1,0	1,8	3,5	5,3	7,0	8,8	10,5	14,0	17,5	21,0
0,79	0,32	0,43	0,70	0,96	1,23	1,50	1,77	2,32	2,86	3,36
1,59	1,27	1,73	2,77	3,86	4,91	6,00	7,09	9,23	11,41	13,55
2,38	2,86	3,84	6,27	8,68	11,09	13,50	15,95	20,77	25,64	30,45
3,18	5,09	6,82	11,14	15,45	19,73	24,05	28,36	36,95	45,45	54,09
3,97	8,00	10,68	17,41	24,14	30,86	37,59	44,27	57,73	70,91	84,55
4,76	11,50	15,36	25,05	34,73	44,41	54,09	63,64	83,18	102,73	121,82
5,56	15,64	20,91	34,09	47,27	60,45	73,64	86,82	113,18	139,55	165,91
6,35	20,45	27,32	44,55	61,82	78,64	96,36	113,64	147,73	182,27	216,82
7,14	25,86	34,59	56,36	78,18	100,00	121,82	143,64	187,27	230,45	274,09
7,94	31,95	42,73	69,55	96,36	123,64	150,45	177,27	230,91	285,00	338,64
(Sprax Sarco, 2000, p. 37)										

Figura 52 Captura de la hoja de cálculo de pérdidas de calor en trampas y fugas.

ANALISIS DE GASES		
$C_{12}H_{26} + a_1(O_2 + 3.76N_2 + sS) \rightarrow xCO_2 + yH_2O + zN_2 + wO_2 + vNO_x + tCO + rSO_2$		
DADES DE COMP. SEGUN ANALISIS DE		
Elemento	Valor Real	Resultado
CO2 (Producto)	x	11,5895
H2O (Producto)	y	13,0000
NOX (Producto)	0,0069	0,0069
CO (Producto)	0,4105	0,4105
SO2 (Producto)	0,2130	0,2130
C (Combustible)	12,0000	12,0000
H2 (Combustible)	13,0000	13,0000
O2 (Producto)	5,0500	5,0500
N2 (Producto)	z	88,5868
S (Combustible)	s	0,2130
At (Combustión)	at	23,5612
RELACION AIRE-COMBUSTIBLE		
RELACION AIRE COMBUSTIBLE		
Variables	Valores	Unidades
Cant. at	23,5612	kmol
Cant. S	0,2130	kmol
Peso atómico S	32,0000	kg/kmol
Peso atómico at	29,0000	kg/kmol
Peso atómico H	2,0000	kg/kmol
Cant. H	13,0000	kmol
Peso atómico C	12,0000	kg/kmol
Cant. C	12,0000	kmol
Rel. A/C	18,3941	kaire/kgcomb

Figura 53 Captura de la hoja de cálculo de análisis de gases.

3.4 SIMULACIÓN DE RESULTADOS.

En la simulación de resultados se irán modificando variables, de acuerdo a la propuesta de mejoramiento, hasta encontrar el punto de desempeño energético óptimo, cuyos resultados se muestran a continuación y cuyo detalle de cálculo se detallará ampliamente en los ANEXOS I y II y que se explicó en el apartado 3.1 del presente estudio.



Figura 54 Resultados balance térmico con variación de la relación A/C y aislamientos térmicos de tubería desnuda y tanque de condensado, eliminación de fugas y revisión de trampas de vapor

CAPITULO 4: ELABORACIÓN DEL PLAN DE GESTIÓN ENERGÉTICA PARA EL HOSPITAL.

4.1 FORMULACIÓN DE SOLUCIONES OPERATIVAS Y DE INVERSIÓN.

De los resultados obtenidos en Capítulo 3, las soluciones operativas implementadas para alcanzar el punto óptimo de rendimiento del sistema térmico se detallan a continuación:

- **Reducción de pérdidas de calor por falta de aislamiento térmico en tubería desnuda.**

Se propone el uso de cañuelas de aislante térmico de lana de vidrio con recubrimiento de hoja de aluminio en espesores de 25.4mm para tuberías de diámetro hasta 38.1mm, y espesores de 38.1mm para tubería de diámetro desde 50.8mm en adelante manteniendo el diseño del aislamiento térmico original. Con la implementación del aislamiento térmico se logra una reducción del 78.4% correspondiente a pérdidas de calor en tubería por falta de aislamiento.

Tabla 10

Pérdidas de calor en tubería desnuda.

DIAMETRO	LONGITUD	E.aislante	Tsup.desnud	PERDIDAS
D (mm)	(m)	(mm)	°C	Q (W)
63,5	2	38,1	155,7	535,22
50,8	4	38,1	107,3	795,75
38,1	45	25,4	147,8	7487,05
12,7	10	25,4	149,7	668,07
Qttotal (W)				9486,09

Tabla 11

Pérdidas de calor en tubería desnuda luego de aislamiento térmico.

DIAMETRO	LONGITUD	E.aislante	f.pérdidas	PERDIDAS
D (mm)	(m)	(mm)	(W/m)	Q (W)
63,5	2	38,1	37,85	75,70
50,8	4	38,1	35,22	140,88
38,1	45	25,4	36,06	1622,76
12,7	10	25,4	21,06	210,59
Qtotal (W)				2049,93

Tabla 12

Costo de aislamiento térmico de tubería.

Concepto	Cantidades	Costo Unitario	Costo Total
	unidades	USD	USD
Cañuela de Ø12,7mm espesor aislante 25,4mm 0,91cm	11	3,77	41,47
Cañuela de Ø38,1mm espesor aislante 25,4mm 0,91cm	50	5,4	270
Cañuela de Ø50,8mm espesor aislante 38,1mm 0,91cm	5	6,2	31
Cañuela de Ø63,5mm espesor aislante 38,1mm 0,91cm	3	7,5	22,5
TOTAL (USD)			364,97

**Figura 55** Tubería sin aislamiento

- **Reducción de pérdidas de calor por falta de aislamiento en el tanque de condensados.**

Para el aislamiento térmico en el tanque de condensados, se propone la utilización de aislamiento térmico en lana de vidrio con recubrimiento de hoja de aluminio en espesor de 25.4mm. Con la implementación del aislamiento térmico se consigue una reducción del 78,48% correspondiente a pérdidas de calor por falta de aislamiento térmico en el tanque de condensados.

Tabla 13

Pérdidas de calor en tanque de condensados.

	Q.perdido (W)
tanque sin aislamiento	3318,35
con aislamiento	714,26

Tabla 14

Costo de aislamiento térmico de tanque de condensados.

Concepto	Cantidades unidades	Costo Unitario USD	Costo Total USD
Plancha aislante térmico 8mx1.20m e=25,4mm	1,25	199,52	249,4
TOTAL (USD)			249,4

- **Reducción de pérdidas de calor por fugas de vapor.**

Para la eliminación de pérdidas de calor por fugas, se ha iniciado un plan de mantenimiento general de tuberías de líneas de vapor y condensado con el personal de mantenimiento del Hospital Homero Castanier Crespo, este personal técnico es de planta y está conformado por un equipo de soldadores y mecánicos que pueden realizar las tareas de reparación en tuberías y accesorios, por tanto no se requiere la contratación de personal externo para ejecutar esta tarea. Se ha estimado un rubro de USD 1500 para el mantenimiento de las líneas de vapor y condensados, correspondientes a la adquisición de electrodos de soldadura, empaquetaduras, sellantes, tubería y

accesorios que luego de la evaluación y determinación de necesidades se irán adquiriendo.

Tabla 15

Pérdidas de calor por fugas

N° fugas	d.fuga (mm)	Presión (bar)	Q p.fuga (W)	Qperdido (W)
3	1,59	4	257,49	772,47
5	0,79	4	64,73	323,65
2	2,38	4	581,71	1163,42
Qttotal perdido fugas				2259,54

Tabla 16

Costos de reparaciones de fugas.

Concepto	Cantidades	Costo Unitario	Costo Total
	m	USD	USD
tubo de acero negro C/40 1/2"	18	2,148	38,664
tubo de acero negro C/40 1,5"	30	5,103	153,09
tubo de acero negro C/40 2"	12	6,708	80,496
tubo de acero negro C/40 2.5"	6	10,02	60,12
accesorios de acero negro C/40 diferentes diámetros			300
Insumos			500
empaquetaduras de teflón planchas 0,5x0,5m	2	48	96
TOTAL (USD)			1132,37



Figura 56 Fugas de vapor en tubería.

- **Reparación y mantenimiento de trampas de vapor en mal estado.**

De la inspección y evaluación del sistema de distribución de vapor y línea de condensado, mediante métodos de inspección visual en las mirillas y acústico se determinó trampas en mal estado que deberán reemplazarse en algunos casos o realizar mantenimiento de las mismas. Se realizó la evaluación de una trampa, encontrándose que la misma completamente abierta debido a que el mecanismo del flotador se encontraba trabado.

Tabla 17

Pérdidas de calor en trampas de vapor.

dia.linea (mm)	Presión bar	Nºtrampas	q perdido (W)	q perdido2 (W)
63,5	4	2	704,64	1409,28
50,8	4	1	704,64	704,64
38,1	4	1	0	0
12,7	4	3	0	0
Q perdido (W)				1409,28

Tabla 18

Costos de reemplazo de trampas de vapor.

Concepto	Cantidades m	Costo Unitario USD	Costo Total USD
trampa de vapor balde invertido 1/2"	3	95,72	287,16
trampa de vapor balde invertido 1.5"	1	314,9	314,9
trampa de vapor balde invertido 2"	1	486,6	486,6
trampa de vapor balde invertido 2.5"	2	558,9	1117,8
TOTAL (USD)			2206,46



Figura 57 Evaluación y reparación de trampa de vapor

Fuente: Autor

- **Calibración de la combustión.**

Se propone mediante la calibración de la combustión lograr una reducción en la relación de A/C de 18.1 hasta 10. Que es un valor recomendado en la combustión del diésel II utilizado. Esto conllevaría al aumento de la eficiencia de la combustión del 82.6% al 90%.

Una disminución en el coeficiente de exceso de aire, reduce el consumo de potencia en los ventiladores de tiro y disminuye las pérdidas térmicas, aumentando la eficiencia de la caldera. En este punto hay que tener mucho cuidado y ser muy conservador, debido a que la disminución del exceso de aire debajo del valor recomendado conlleva a la elevación brusca de las pérdidas por incombustión y al descenso de la eficiencia de la caldera.

Para realizar la calibración de la combustión es necesario el equipo para análisis de gases de escape y un monitoreo trimestral es requerido dentro del plan energético propuesto. Actualmente, el Hospital Homero Castanier Crespo mantiene un contrato con la empresa TRATAGUAS para el suministro de químicos para el tratamiento de agua de alimentación a

las calderas, actualmente el análisis de gases se lo hace semestralmente, se propone dentro del plan de eficiencia energética, disminuir este intervalo de tiempo a controles y calibraciones trimestrales.

Tabla 19

Variación de la eficiencia en función de la relación A/C

A/C	EFICIENCIA (%)
18,4	73,36
10	75,38

Tabla 20

Costos contrato mantenimiento tratamiento de agua de calderos y análisis de gases.

Concepto	Cantidades	Costo Unitario	Costo Total
	mes	USD	USD
contrato TRATAGUAS	12	171,72	2060,64
TOTAL (USD)			2060,64

Una reducción de 8.4% en el exceso de aire en la combustión implica un aumento del 2% en la eficiencia de la caldera. Considerando que las calderas tienen 30 años de servicio, el valor obtenido de eficiencia es muy bueno y no se requiere realizar ninguna otra implementación que implique una inversión mayor para el Hospital.



Figura 58 Mala combustión en quemador, mantenimiento y calibración de combustión

4.2 EVALUACIÓN TÉCNICO-ECONÓMICA DE LAS OPORTUNIDADES DE AHORRO EN EL SISTEMA TÉRMICO.

Diseñado el plan energético para lograr el punto óptimo de funcionamiento del sistema térmico, con las mejoras implementadas, se calcula el ahorro de combustible basado en la variación de la eficiencia.

Cálculo del ahorro en combustible.

- **Consumo actual:**

Consumo promedio= 2900 gal/mes= 96.66 gal/día=0.3654 m³/día.

Consumo actual= 304 $\frac{Kg}{día}$

- **Cálculo del consumo luego de aplicación de plan de eficiencia energética:**

$$Q_{combustible} = \frac{Q_{vapor}}{e}$$

$$Q_{combustible} = \frac{6408 \frac{MJ}{día}}{0.6706} = 9555,62 \frac{MJ}{día}$$

$$m_c = \frac{Q_{combustible}}{PC} = \frac{9555,62 \frac{MJ}{día}}{43.10 \frac{MJ}{Kg}} = 271.71 \frac{Kg}{día}$$

$$V_c = \frac{m_c}{\rho_c} = \frac{271.71 \frac{Kg}{día}}{832 \frac{Kg}{m^3}} = 0.266 \frac{m^3}{día}$$

$$V_c = 70.27 \frac{gal}{día}$$

$$\text{Costo del combustible} = 0.9187 \frac{USD}{gal}$$

- **Ahorro en combustible:**

$A = \text{consumo actual} - \text{consumo propuesto}$

$$A = 96.66 \frac{\text{gal}}{\text{dia}} - 70.27 \frac{\text{gal}}{\text{dia}} = 26.39 \frac{\text{gal}}{\text{dia}}$$

$$\begin{aligned} \text{Ahorro (USD)} &= 26.39 \frac{\text{gal}}{\text{dia}} * 0.9187 \frac{\text{USD}}{\text{gal}} = 24.24 \frac{\text{USD}}{\text{dia}} = 727.33 \frac{\text{USD}}{\text{mes}} \\ &= 8728 \frac{\text{USD}}{\text{año}} \end{aligned}$$

- **Nueva matriz energética de consumo de energía térmica.**

$$\text{Consumo actual} = 304 \frac{\text{Kg}}{\text{dia}}$$

$$\text{Generación de vapor actual} = 3910 \frac{\text{Kg}}{\text{dia}}$$

$$\text{Consumo con ef.energética} = 271.71 \frac{\text{Kg}}{\text{dia}}$$

$$\text{Generación de vapor con ef.energética} = 3494 \frac{\text{Kg}}{\text{dia}}$$

Tabla 21

Comparativo matriz energética de consumo de vapor.

	total	lavandería	cocina	esterilización	ACS	pérdidas
inicial	3910	954,04	525	6,66	840	1584,3
con ef.energética	3494	954,04	525	6,66	840	1168,3

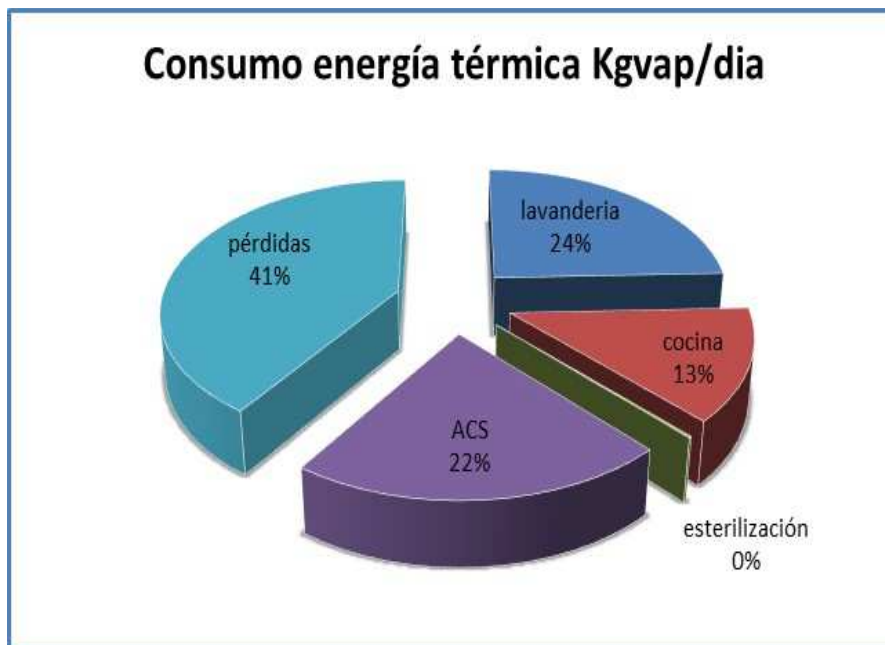


Figura 59 Matriz consumo de energía térmica actual.

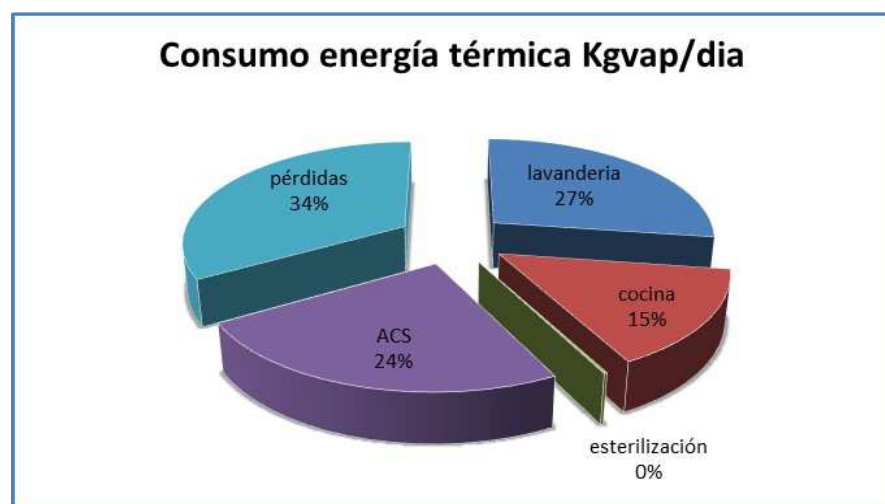


Figura 60 Matriz consumo de energía térmica propuesto

4.3 COSTO DE IMPLEMENTACIÓN Y RETORNO DE LA INVERSIÓN.

Para determinar el costo de implementación y retorno de la inversión, se calcula los indicadores financieros TASA INTERNA DE RETORNO (TIR) y PERIODO DE RECUPERACIÓN DE LA INVERSIÓN (PRI), estos dos indicadores nos darán la pauta para determinar la viabilidad del proyecto de eficiencia energética en el sistema térmico.

Tabla 22

Costos de inversión en mejoras.

INVERSIÓN EN MEJORAS	USD
aislamiento térmico de tuberías	364,97
aislamiento térmico del tanque de condensado	249,4
reparación de fugas de vapor	1132,37
reemplazo de trampas de vapor en mal estado	2206,46
contrato tratamiento de agua y análisis de gases	2060,64
TOTAL	6013,84

Tabla 23

Flujo de caja generado por la implementación de mejoras y cálculo de TIR.

designación	Año0	Año1	Año2	Año3	Año4	Año5	
inversión en mejoras	-6013,84						
ahorros en combustible		8728	8728	8728	8728	8728	
contrato tratamiento de agua y análisis gases		2060,64	2060,64	2060,64	2060,64	2060,64	
flujo bruto		6667,36	6667,36	6667,36	6667,36	6667,36	
flujo acumulativo		653,52	7320,88	13988,24	20655,6	27322,96	33990,32
inversión total	-6013,84						
TIR	179%						

$$PRI = \frac{6013.84}{7320} * 12meses = 9.85 meses$$

Los indicadores económicos calculados TIR=179% comparado con la tasa de interés activa de 8.09% (BCE, 2015) y el PRI de 10 meses dan viabilidad al proyecto de mejoras propuesto dentro del programa de eficiencia energética en el sistema térmico del Hospital Homero Castanier Crespo.

4.4 ESTRATEGIAS DE AHORRO ENERGÉTICO.

En el capítulo 3 se hace una propuesta como estrategia de ahorro energético consistente en:

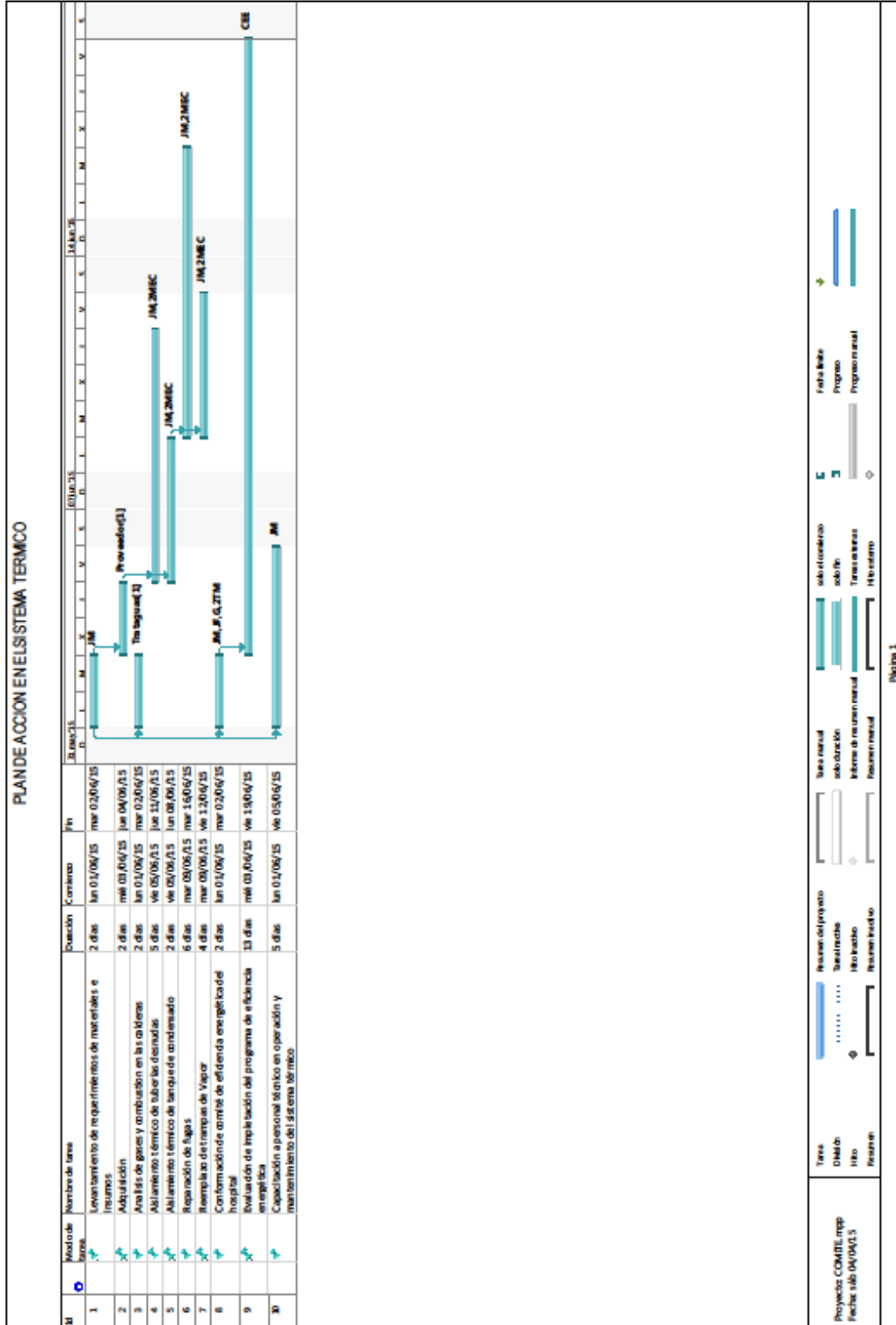
- Calibración de la relación aire-combustible hasta llegar a un valor de exceso de aire del 10%. La calibración de la combustión se la debe realizar trimestralmente con la empresa encargada del suministro de químicos para tratamiento de agua de alimentación a la caldera y análisis de gases de combustión. Una reducción del exceso de aire, disminuye la temperatura de los gases de escape, reduciendo la pérdida de calor en la chimenea y transfiriendo más calor al vapor.
- Aislamiento térmico de tuberías de línea de vapor y línea de condensado que se encuentran desnudas y cambio de las que se hallan en mal estado.
- Reparación de fugas de vapor. En la evaluación inicial realizada se determinaron fugas considerables. Se establecerá un control mensual por parte del personal de mantenimiento del estado de tubería, accesorios y equipos consumidores de vapor para registrar y corregir fugas. Un programa de mantenimiento preventivo permitirá evitar pérdidas de calor por fugas en el sistema térmico.
- Evaluación de estado de trampas de vapor. Se capacitará al personal de mantenimiento en el diagnóstico del estado de trampas de vapor. Un programa de mantenimiento preventivo mensual permitirá evaluar

el funcionamiento de las mismas y tomar acciones correctivas en caso de ser necesario.

A más de estas acciones cuantificadas por ser las más relevantes en cuanto a pérdidas de calor en el sistema térmico, se proponen estas acciones estratégicas como parte del programa de eficiencia:

- Reducción del régimen de purgas de acuerdo a las recomendaciones de la empresa encargada del análisis químico del agua de alimentación a la caldera. En el Hospital en estudio, el personal de mantenimiento en encuesta realizada no comprende técnicamente la función de las purgas del sistema. Se capacitará al personal conjuntamente con la empresa encargada para que el número de purgas y el tiempo de las mismas sea respetado según requerimiento. Un buen tratamiento de agua, reduce las purgas ya que reduce los sólidos disueltos en el agua de alimentación a la caldera.
- Mantenimiento anual de los tubos de fuego y hogar de la caldera. Esta actividad actualmente es parte del programa de mantenimiento preventivo de las calderas y se ejecuta con normalidad.
- Mantenimiento preventivo del quemador, con sustitución de la boquilla de atomización de combustible anualmente o de acuerdo a resultados de calibración de la combustión. Una boquilla desgastada, atomiza en partículas más grandes el combustible con la consecuente ineficiencia en la quema de combustible.
- Eliminación de tuberías de vapor que ya no formen parte activa del circuito térmico, con esto reducimos pérdidas de calor convectivas por transferencia superficial. En la evaluación inicial existen tuberías de vapor que están alimentadas y que ya no forman parte del circuito térmico.

4.5 DEFINICIÓN DE PLANES DE ACCIÓN EN EL SISTEMA TÉRMICO



CAPITULO 5: CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.

5.1. CONCLUSIONES.

- La eficiencia calculada de la caldera fue de 73.36%, del sistema de distribución del 80.75%, para una eficiencia térmica general del sistema del 59.24%; la relación aire/combustible de $18.39 \frac{Kg_{aire}}{Kg_{comb}}$ y un calor generado por el combustible de 273,68KW.
- Luego de calibrada la combustión a una relación de aire/combustible de $10 \frac{Kg_{aire}}{Kg_{comb}}$, la eficiencia de la caldera subió a 75,38%, el sistema de distribución a 82,81%, y el sistema térmico general a 62.42%; el calor generado por el combustible subió a 298.2 KW.
- Calibrada la combustión, se propone la reducción de pérdidas de calor en el sistema de distribución mediante el aislamiento térmico de tuberías desnudas y del tanque de condensado, eliminación de fugas de vapor y reemplazo de trampas de vapor en mal estado. Con esta reducción de pérdidas de calor, la eficiencia del sistema de distribución subió a 88.96%, y el sistema térmico general a 67.06%.
- Las mayores pérdidas de calor corresponden a falta de aislamiento y fugas de vapor, El mejoramiento en el aislamiento térmico y eliminación de fugas permitió una reducción del 6.15% en el calor perdido en el sistema de distribución.
- Se llega al punto óptimo del sistema térmico con una eficiencia del 67.06%, valor muy real para sistemas térmicos con programa de eficiencia energética implementados. Existen pérdidas asociadas al proceso térmico que no se pueden reducir, o si se las hace se requiere de una alta inversión en sistemas de cogeneración.
- El costo total de la inversión para la implementación de mejoras es de 6013.84 USD; correspondiente a aislamiento térmico de tuberías y

tanque de condensado, reparación de fugas, reemplazo de trampas de vapor en mal estado y tratamiento de agua de alimentación a la caldera y análisis de gases de combustión.

- La implementación de las mejoras en el sistema térmico generan un ahorro anual de combustible de $9632.35 \frac{gal}{año}$, lo que representa un ahorro de $8728 \frac{USD}{año}$.
- La implementación de las mejoras en el sistema térmico generan una reducción del 8% en la producción diaria de vapor para cubrir la demanda diaria.
- Los indicadores financieros TIR=179% y PRI de 9.85 meses dan viabilidad al proyecto de mejoras propuesto dentro del programa de eficiencia energética en el sistema térmico del Hospital en estudio.
- El índice actual de desempeño energético del sistema térmico por cama es de $E_T = 9.85 \frac{MWh}{cama/año}$ y el del sistema eléctrico es de $E_E = 5.69 \frac{MWh}{cama/año}$ que están dentro de valores estándar a nivel internacional. Con la implementación del programa de eficiencia energética este índice se redujo a $E_T = 8.7 \frac{MWh}{cama/año}$ en la parte térmica y a $4.56 \frac{MWh}{cama/año}$ en la parte eléctrica. Un programa de eficiencia energética integral debe ser gestionado en el sistema térmico y el eléctrico, para el estudio de los índices de consumo eléctrico se ha referido a los resultados del estudio energético en la parte eléctrica del Hospital en estudio desarrollado en la tesis propuesta por el Ing. Javier González Redrovan.
- El índice actual de desempeño energético del sistema térmico por área de construcción es de $E_T = 192 \frac{KWh}{m^2/año}$ y el del sistema eléctrico es de $E_E = 109.48 \frac{KWh}{m^2/año}$, estos valores están fuera de estándares internacionales. Con la implementación del programa de eficiencia energética estos índices se redujeron a $E_T = 170 \frac{KWh}{m^2/año}$ y $E_E =$

88.84 $\frac{KWh}{m^2}$ /año con lo que se consiguió entrar en el rango de valores estándares internacionales.

5.2. RECOMENDACIONES.

- Conformar un Comité de Eficiencia Energética para realizar evaluación y seguimiento de la implementación de las medidas estratégicas de ahorro energético.
- Implementar un programa de mantenimiento preventivo del sistema térmico. Actualmente se cuenta con programas de mantenimiento preventivo en las unidades generadoras de vapor y en los equipos de consumo pero no para la red de distribución.
- Realizar evaluaciones trimestrales de la eficiencia energética del sistema térmico.
- Capacitar al personal en operación y mantenimiento del sistema térmico, explicándoles la importancia de mantener al sistema en su punto óptimo de funcionamiento.
- Tratar de organizar los horarios de los servicios consumidores de vapor de modo que todos funcionen en el mismo tiempo en que la red de vapor está alimentada, con esto se reducirán aún más las pérdidas.
- Instruir al personal de mantenimiento y operadores de los diferentes servicios sobre la importancia de cerrar el suministro de línea hacia los Departamentos consumidores cuando no exista demanda de vapor. Durante el estudio experimental, se evidenció mucho esta falencia de tipo operativo, la red de vapor alimentaba a puntos de consumo que no estaban siendo utilizados.

BIBLIOGRAFÍA

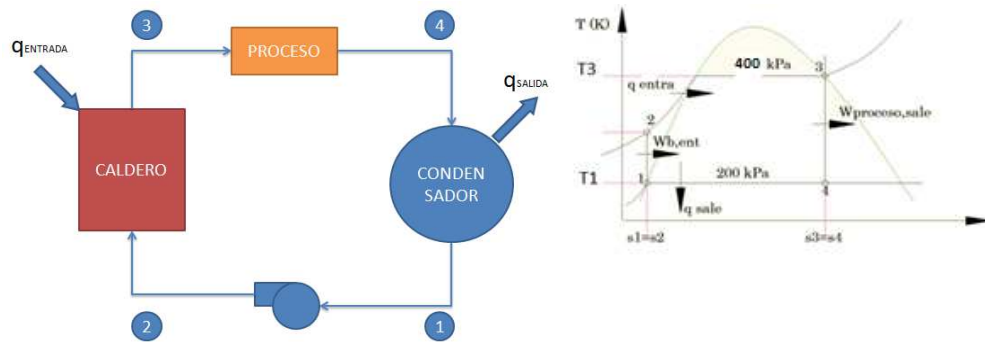
1. Agencia Andaluza de la Energía. (2011). *Metodología para la elaboración de auditorías energéticas en la industria*. Obtenido de www.agenciaandaluzadelaenergía.es:
https://www.agenciaandaluzadelaenergía.es/sites/default/files/metodologia_xwebx1.pdf
2. ASME. (1999). *ASME Power Test Codes*. New York: ASME.
3. BCE. (Abril de 2015). www.bce.fin.ec. Obtenido de <http://www.bce.fin.ec/index.php/indicadores-economicos-abril-2015>
4. CADDET. (1997). www.caddet.ee.org. Obtenido de http://www.fire-italia.it/eell/ospedali/energy_efficiency_in_hospitals_maxi_brochure_5_CADDET.pdf
5. Cengel, Y. (2003). *Transferencia de Calor*. México: Mc Graw Hill.
6. Cengel, Y. (2007). *Transferencia de Calor y Masa*. México: Mc Graw Hill.
7. Cengel, Y. (2009). *Termodinámica*. MEXICO: Mc Graw Hill.
8. CONUEE. (2009). www.conuee.gob.mx. Obtenido de http://www.conuee.gob.mx/work/sites/CONAE/resources/LocalContent/3856/10/bases_vapor.pdf
9. Departamento de Estadística del Hospital Homero Castanier Crespo. (2013). *Indíces Estadísticos 2013-2014*. AZOGUES.
10. Fundación de la Energía de la Comunidad de Madrid. (2010). *Guía de Ahorro y Eficiencia Energética en Hospitales*. MADRID: MÓSTOLES.
11. Gonzalez, J. (2015). *ESTUDIO Y ANÁLISIS DE EFICIENCIA ENERGÉTICA EN LOS PRINCIPALES SISTEMA ENERGÉTICOS DEL HOSPITAL HOMERO CASTANIER CRESPO: SISTEMA ELÉCTRICO*, Tesis Maestría Energías Renovables. QUITO: UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS ESPE.
12. Holman, J. (1998). *TRANSFERENCIA DE CALOR*. MEXICO: Mc Graw Hill.
13. Incropera F, D. D. (1996). *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*. EEUU: WILEY.

14. Jiménez, J. (enero de 2015). *www.epn.edu.ec*. Obtenido de <http://bibdigital.epn.edu.ec/bitstream/15000/9043/1/CD-6032.pdf>
15. Mills, A. (s.f.). *Transferencia de Calor*. España: Irwin.
16. Revista Judicial La Hora. (25 de Septiembre de 2012). *derechoecuador.com*. Obtenido de <http://www.derechoecuador.com/productos/producto/catalogo/registros-oficiales/2012/septiembre/code/20502/registro-oficial-no-339--martes-25-de-septiembre-del-2012-edicion-especial>
17. SOGECAL. (2012). *www.sogecal.com*. Obtenido de <http://www.sogecal.com/la-caldera-kestahl/>
18. THERMAL ENGINEERING LTDA. (s.f.). *www.thermal.cl*. Obtenido de http://www.thermal.cl/prontus_thermal/site/artic/20110602/asocfile/20110602102250/articulo___eficiencia_en_calderas.pdf
19. UPME. (s.f.). *www.sie3ea.gov.co*. Obtenido de <http://www.si3ea.gov.co/Portals/0/Gie/Tecnologias/vapor.pdf>
20. Vera, A. (ENERO de 2008). *www.uchile.cl*. Obtenido de http://repositorio.uchile.cl/tesis/uchile/2008/vera_rs/sources/vera_rs.pdf
f

ANEXOS

ANEXO 1 BALANCE SISTEMA TERMICO SITUACIÓN ACTUAL

ANÁLISIS CICLO TÉRMICO RANKINE IDEAL



* Ingresar solo los valores de las celdas en blanco, el resto se calcula por sí solo

ESTADO 1			
P1 (kPa)	200	h1 (kJ/kg)	504,71
T1 (°C)	88	v1 (m ³ /kg)	0,001061
P2 (kPa)	400	s1 (kJ/kg·K)	1,5302
Líqu. Sat.		Wb,ent (kJ/kg)	0,2122
s1 = s2		$W_{b,ent} = v_1 * (P_2 - P_1)$	

ESTADO 2			
P2 (kPa)	400	h2 (kJ/kg)	504,9222
T2 (°C)	120,21		
Líqu. Sat.			
s1 = s2		$h_2 = h_1 + W_{b,ent}$	

ESTADO 3			
P3 (kPa)	400	h3 (kJ/kg)	2738,6
T3 (°C)	143,63	s3 (kJ/kg·K)	6,8959
Vap. Sat.			
s3 = s4			

ESTADO 4			
P4 (kPa)	---	X4	0,9039
T4 (°C)	85	h4 (kJ/kg)	2436,84646
P2 (kPa)	400		
sf @ T1 (kJ/kg·K)	1,169		
sfg @ T1 (kJ/kg·K)	6,336		
hf @ T1 (kJ/kg)	368,51		
hfg @ T1 (kJ/kg)	2288,32		
Mezcla Sat.			
s3 = s4		$h_4 = h_{f@200\text{kPa}} + X_4 * h_{fg@200\text{kPa}}$	
		$X_4 = \frac{s_3 - s_{f@200\text{kPa}}}{s_{fg@200\text{kPa}}}$	

qentrada (kJ/kg)	2233,6778	$q_{entrada} = h_3 - h_2$
-------------------------	------------------	---------------------------

qsalida (kJ/kg)	1932,1365	$q_{salida} = h_4 - h_1$
------------------------	------------------	--------------------------

CÁLCULO EFICIENCIA TÉRMICA DEL CICLO

Eficiencia ciclo (%)	13,4998
-----------------------------	----------------

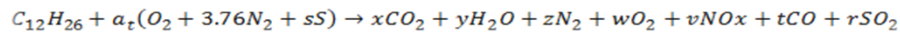
ANALISIS DE GASES DE LA CHIMENEA

Nota: Solo llenar los valores en blanco, el resto se calculan por sí solos...

DATOS	
Presión combustible. (kPa)	79,5
Temp. comb. (°C)	25
Presión aire (atm)	79,5
Temp. del aire (°C)	25
Temp. del amb. (°C)	25
Temp. Gases comb (°C)	220
Consumo comb por día (G)	96,66
% de comb que usa	82,6
t de uso al día (h)	11
Caudal (GPH)	7,2583
Densidad (kg/m ³)	832
Cp comb.(kJ/kg)	43100
Ru (kJ/kmol*K)	8,31447
P. max Vpr (kPa)	1000
Pot.máxima (BHP)	250

	e.combustión
--	--------------

ANALISIS DE GASES



CANTIDADES DE COMP. SEGUN ANALISIS DE GASES		
Elemento	Valor Real	Resultado
CO2 (Producto)	x	11,5895
H2O (Producto)	y	13,0000
NOX (Producto)	0,0069	0,0069
CO (Producto)	0,4105	0,4105
SO2 (Producto)	0,2130	0,2130
C (Combustible)	12,0000	12,0000
H2 (Combustible)	13,0000	13,0000
O2 (Producto)	5,0500	5,0500
N2 (Producto)	z	88,5868
S (Combustible)	s	0,2130
At (Combustión)	at	23,5612

RELACIÓN AIRE-COMBUSTIBLE

RELACION AIRE COMBUSTIBLE		
Variables	Valores	Unidades
Cant. at	23,5612	kmol
Cant. S	0,2130	kmol
Peso atómico S	32,0000	kg/kmol
Peso atómico aire	29,0000	kg/kmol
Peso atómico H	2,0000	kg/kmol
Cant. H	13,0000	kmol
Peso atómico C	12,0000	kg/kmol
Cant. C	12,0000	kmol
Rel. A/C	18,3941	kair/kgcomb

TEMPERATURA DE ROCÍO

PUNTO DE ROCÍO		
Componentes	Valores	Unidades
N vapor	13,0000	kmol
N CO2	11,5895	kmol
N H2O	13,0000	kmol
N N2	88,5868	kmol
N O2	5,0500	kmol
NOX	0,0069	kmol
CO	0,4105	kmol
SO2	0,2130	kmol
Pres. Rocío	8,6953	kPa

Nota: Cambio de temperatura basándonos en la presión calculada

Tabla A5 Term. Cengel 5 Edición	
Presión	8,6953
Temp. rocío	40,1797

TEMPERATURA DE LLAMA ADIABÁTICA

Tablas de entalpías Termodinámica Cengel 5 Edición				
Sustancia	h ^f	h(298K)	h _(Tingreso)	h(Tsalida)
	(kJ/kmol)	(kJ/kmol)	(kJ/kmol)	(kJ/kmol)
C12H12	-291010	0	0	0
O2	0	8682	8682	A
N2	0	8669	8669	B
H2O	-241820	9904	0	C
CO2	-393520	9364	0	D
CO	-110530	8669	0	E

Sum. Reactantes		
-291010		
Productos	Val.*h	Val. Prod.
hCO2	-4669232,1757	11,5895
hH2O	-3272412,0000	13,0000
hN2	-767959,2830	88,5868
hO2	-43844,1000	5,0500
hCO	-48928,8055	0,4105
Sumatoria	8511366,3642	

Buscar h (Tablas)	71743,0322
-------------------	-------------------

Productos	Entalpías > h	Temp. (K)
TCO2	71078	1500
TH2O	71523	1780
TN2	70226	2150
TO2	71668	2100
TCO	70864	2150

Analizar temp. prom.dos val. más altos	
Temperatura Promedio	2150

Primera Iteracion		
Productos	Temp. (°C)	Entalpias
hCO ₂ (kJ/kmol)	2150	109898
hH ₂ O (kJ/kmol)	2150	90330
hN ₂ (kJ/kmol)	2150	70226
hO ₂ (kJ/kmol)	2150	73573
hCO (kJ/kmol)	2150	70864

Comprobación ENTALPIAS		
9069686,1327	=	8511366,3642
ERROR INTERACION		-558319,7684

SI ES (-) BUSCAR UNA MENOR

Segunda Iteracion		
Productos	Temp. (°C)	Entalpias
hCO ₂ (kJ/kmol)	2000	100804
hH ₂ O (kJ/kmol)	2000	82593
hN ₂ (kJ/kmol)	2000	64810
hO ₂ (kJ/kmol)	2000	67881
hCO (kJ/kmol)	2000	65408

Comprobación ENTALPIAS		
8352939,5540	=	8511366,3642
ERROR INTERACION		158426,8102

h (kJ/kmol)	T (K)
Interpolación	
8352939,5540	2000
8511366,3642	2033,1554
9069686,1327	2150

Temperatura de llama adiabatica (°C)	
	1760,1554

CALOR DE SALIDA

ANALISIS DE CALOR DE SALIDA				
Sustancia	h_f	$h(298\text{ K})$	$h_{(T\text{ingreso})\text{ productos}}$	$h_{(T\text{salida})\text{ productos}}$
	(kJ/kmol)	(kJ/kmol)	(kJ/kmol)	(kJ/kmol)
C ₁₂ H ₂₆	-291010	0	0	0
O ₂	0	8682	8682	67881
N ₂	0	8669	8669	66612
H ₂ O	-241820	9904	9904	82593
CO ₂	-393520	9364	9364	100804
CO	-110530	0	0	65408

Q salida (-)	-4765,1198	(Kj /Kmol)Combustible
--------------	-------------------	-----------------------

Q salida (-)	-26,9494	(Kj /Kg)Combustible
--------------	-----------------	---------------------

FLUJO MEZCLA AIRE-COMBUSTIBLE

Flujo másico Gases	0,7893	kg/s
Flujo másico Comb	0,0063	kg/s
Flujo másico Aire	0,1168	Kg/s

CALOR PRODUCIDO POR EL DIESEL

Q diesel	273,6815	KW
-----------------	-----------------	-----------

EXERGÍA

Sustancia	Ni	Si(T, 1atm)	Ni*Si
C12H26	1,0000	622,83	622,8300
O2	23,5612	205,04	4830,9977
N2	88,5903	191,61	16974,7838
S_{reactivos}			22428,6115

Sustancia	Ni	Si(T, 1atm)	Ni*Si
O2	5,0500	205,04	1.035,4520
N2	88,5868	191,61	16.974,1237
CO2	11,5895	213,8	2.477,8394
H2O	13,0000	188,83	2.454,7900
CO	0,4105	197,65	81,1314
S_{productos}			23.023,3364

S generada	594,7250	KJ/kmol*K
-------------------	-----------------	------------------

S punto gen.	0,0214	KJ/s*K
---------------------	---------------	---------------

X punto	6,3647	kW
W reversible	6,3647	kW
Pot. Max.	186,4000	kW
Caudal max vapor	0,1864	m3/s

ANALISIS PERD. CALOR EN INTERIOR DEL CALDERO

ANALISIS PRIMERA FASE DEL CALDERO (HOGAR DEL CALDERO)

Nota: Solo llenar los valores en blanco, el resto se calculan por sí solos...

DATOS	
Di (m)	0,46
De (m)	0,482
L (m)	1,7
Tent gases (°C)	1760,1554
Tsalida gases (°C)	220
Tambiente (°C)	25
Tentrada agua (°C)	88
Tvapor salida (°C)	170
Flujo másico gases (kg/s)	0,7893
hsed int (W/m ² *°C)	0,009
hsed ext (W/m ² *°C)	0,002
kacero (W/m*°C)	52,12
Qentrada (W)	2,7368E+05

CONVECCIÓN EXTERNA FORZADA EN EL INTERIOR DEL HOGAR

Sustancia	n
O2	5,05
N2	88,5868362
H2O	13
CO2	11,58952
CO	0,41048
N	118,6368362

pi	3,1416
g (m/s ²)	9,8
Sinterior (m ²)	2,4567
Sexterior (m ²)	2,5742
Ainterior (m ²)	0,1662
Aexterior (m ²)	0,1825
Tf = ΔTln (°C)	585,8904

O2				
Tinf (°C)	k (W/m*°C)	ρ (kg/m ³)	v (m ² /s)	Pr
500	0,06148	0,5044	8,16E-05	0,701
Tsup (°C)	k (W/m*°C)	ρ (kg/m ³)	v (m ² /s)	Pr
1000	0,09198	0,3063	1,87E-04	0,6986
N2				
Tinf (°C)	k (W/m*°C)	ρ (kg/m ³)	v (m ² /s)	Pr
500	0,05358	0,4416	7,82E-05	0,7215
Tsup (°C)	k (W/m*°C)	ρ (kg/m ³)	v (m ² /s)	Pr
1000	0,07938	0,2681	1,71E-04	0,7022
H2O				
Tinf (°C)	k (W/m*°C)	ρ (kg/m ³)	v (m ² /s)	Pr
500	0,06677	0,284	1,00E-04	0,9108
Tsup (°C)	k (W/m*°C)	ρ (kg/m ³)	v (m ² /s)	Pr
1000	0,13623	0,1725	2,76E-04	0,8639

CO2				
Tinf (°C)	k (W/m*°C)	ρ (kg/m ³)	v (m ² /s)	Pr
500	0,05293	0,6937	4,92E-05	0,746
Tsup (°C)	k (W/m*°C)	ρ (kg/m ³)	v (m ² /s)	Pr
1000	0,08491	0,4213	1,16E-04	0,7455
NO				
Tinf (°C)	k (W/m*°C)	ρ (kg/m ³)	v (m ² /s)	Pr
500	0,05412	0,4415	7,65E-05	0,7087
Tsup (°C)	k (W/m*°C)	ρ (kg/m ³)	v (m ² /s)	Pr
1000	0,07894	0,2681	1,16E-04	0,708

TABLA DE PROPIEDADES DEL PRODUCTO					
585,8904	O2	N2	H2O	CO2	CO
k (W/m*°C)	0,0667	0,0580	0,0787	0,0584	0,0584
ρ (kg/m ³)	0,4704	0,4118	0,2648	0,6469	0,4117
v (m ² /s)	0,0000997	0,0000942	0,0001304	0,0000607	8,33E-05
Pr	0,7006	0,7182	0,9027	0,7459	0,7086
TRANSFERENCIA DE CALOR (CENGEL) TERCERA EDICIÓN					

Caudal gases (m ³ /s)	1,7893
Velocidad gases (m/s)	10,7669

TABLA DE FACTORES CALCULADOS					
585,8904	O2	N2	H2O	CO2	CO
Re = (V*D)/v	49681,7364	52599,5899	37976,5545	81537,0515	59425,1243
Nu	144,6404	152,6980	126,1496	220,0734	167,7024
h=Nu*K/D (W/m ² *°C)	20,9789	19,2572	21,5831	27,9510	21,2849

COEFICIENTES DE Nu	Solo para base de datos...				
Nu (0.4-4)	31,1479	32,0036	31,0188	37,4547	33,1693
Nu (4-40)	52,0046	53,6013	51,0293	64,2618	55,9276
Nu (40-4000)	93,6129	96,9342	89,8800	120,4135	102,1458
Nu (4000-40000)	136,8656	142,9562	126,1496	189,8181	153,4618
Nu (40000-400000)	144,6404	152,6980	126,7833	220,0734	167,7024

Entalpia de convección forzada	
h1 (W/m ² *°C)	20,4417
R1 (°C/W)	0,019913

CONDUCCIÓN EN LA PARED DEL HOGAR

R2 (°C/W)	0,000084
-----------	-----------------

CONVECCIÓN NATURAL EN LA PARTE EXTERIOR DEL HOGAR

Tf (°C)	129
---------	------------

TABLA DE PROPIEDADES DEL AGUA					
129,0000	β (1/°C)	k (W/m*°C)	μ (kg/m*s)	ρ (kg/m ³)	Pr
	0,0008990	0,6840	0,0002180	936,8000	1,3575
TRANSFERENCIA DE CALOR (CENGEL) TERCERA EDICIÓN					

Ra	3,5860E+12
Nu	1780,8773

Entalpia de convección natural	
h3 (W/m ² *°C)	2527,2201
R3 (°C/W)	0,000154

R TOTAL (°C/W)	0,024591
Qsalida (W)	64665,3052
ΔQsistema (W)	209016,1551
Tsalida	940,0468

ANALISIS SEGUNDA FASE DEL CALDERO (BANCO DE TUBOS)

Nota: Solo llenar los valores en blanco, el resto se calculan por sí solos...

DATOS	
Di (m)	0,0318
De (m)	0,0441
L (m)	1,7
#Tubos	26
Tent gases (°C)	940,0468
Tsalida gases (°C)	220
Tambiente (°C)	25
Tentrada agua (°C)	88
Tvapor salida (°C)	170
Flujo másico gases (kg/s)	0,7893
hsed int (W/m ² *°C)	0,009
hsed ext (W/m ² *°C)	0,002
kacero (W/m*°C)	52,12
Qentrada (W)	6,4665E+04

CONVECCIÓN EXTERNA FORZADA EN EL INTERIOR DEL BANCO DE TUBOS

pi	3,1416
g (m/s ²)	9,81
Sinterior (m ²)	0,1698
Sexterior (m ²)	0,2355
Ainterior (m ²)	0,0008
Aexterior (m ²)	0,0015
Tf = ΔTln (°C)	361,7764

O2				
Tinf (°C)	k (W/m*°C)	ρ (kg/m ³)	v (m ² /s)	Pr
300	0,04751	0,6804	4,92E-05	0,703
Tsup (°C)	k (W/m*°C)	ρ (kg/m ³)	v (m ² /s)	Pr
400	0,05463	0,5793	6,46E-05	0,7023
N2				
Tinf (°C)	k (W/m*°C)	ρ (kg/m ³)	v (m ² /s)	Pr
300	0,04309	0,5956	4,78E-05	0,7078
Tsup (°C)	k (W/m*°C)	ρ (kg/m ³)	v (m ² /s)	Pr
400	0,04848	0,5072	6,24E-05	0,7153
H2O				
Tinf (°C)	k (W/m*°C)	ρ (kg/m ³)	v (m ² /s)	Pr
300	0,04345	0,3831	5,34E-05	0,9401
Tsup (°C)	k (W/m*°C)	ρ (kg/m ³)	v (m ² /s)	Pr
400	0,05467	0,3262	7,50E-05	0,924

CO2				
Tinf (°C)	k (W/m*°C)	ρ (kg/m ³)	v (m ² /s)	Pr
300	0,03814	0,9358	2,87E-05	0,745
Tsup (°C)	k (W/m*°C)	ρ (kg/m ³)	v (m ² /s)	Pr
400	0,04565	0,7968	3,84E-05	0,7458
CO				
Tinf (°C)	k (W/m*°C)	ρ (kg/m ³)	v (m ² /s)	Pr
300	0,04277	0,5956	4,72E-05	0,7134
Tsup (°C)	k (W/m*°C)	ρ (kg/m ³)	v (m ² /s)	Pr
400	0,0486	0,5071	6,14E-05	0,7111

TABLA DE PROPIEDADES DEL PRODUCTO					
361,7764	O2	N2	H2O	CO2	CO
k (W/m*°C)	0,0519	0,0464	0,0504	0,0428	0,0464
ρ (kg/m ³)	0,6179	0,5410	0,3479	0,8499	0,5409
v (m ² /s)	0,0000587	0,0000568	0,0000667	0,0000347	5,60E-05
Pr	0,7026	0,7124	0,9302	0,7455	0,7120
TRANSFERENCIA DE CALOR (CENGEL) TERCERA EDICIÓN					

Caudal gases (m ³ /s)	0,0515
Velocidad gases (m/s)	64,8747

TABLA DE FACTORES CALCULADOS					
361,7764	O2	N2	H2O	CO2	CO
Re = (V*D)/v	35119,0097	36293,1133	30915,2430	59471,1130	36869,0754
Nu	110,5601	113,3557	112,2024	170,6717	114,4398
h=Nu*K/D (W/m ² *°C)	12,4761	11,4390	12,2889	15,8723	11,5364

COEFICIENTES DE Nu	Solo para base de datos...				
Nu (0.4-4)	27,8049	28,2392	29,2733	33,7442	28,3803
Nu (4-40)	45,5458	46,3410	47,6160	56,8994	46,6129
Nu (40-4000)	79,7149	81,3230	82,4821	103,9271	81,9045
Nu (4000-40000)	110,5601	113,3557	112,2024	156,1564	114,4398
Nu (40000-400000)	109,5018	112,9632	108,5103	170,6717	114,3798

Entalpia de convección forzada	
h1 (W/m ² *°C)	12,0097
R1 (°C/W)	0,490277

CONDUCCIÓN EN LAS PAREDES DEL BANCO DE TUBOS

R2 (°C/W)	0,000587
-----------	-----------------

CONVECCIÓN NATURAL EN LA PARTE EXTERIOR DEL BANCO DE TUBOS

Tf (°C)	129
---------	------------

TABLA DE PROPIEDADES DEL AGUA					
129,0000	β (1/°C)	k (W/m*°C)	μ (kg/m*s)	ρ (kg/m ³)	Pr
	0,0008990	0,6840	0,0002180	936,8000	1,3575
TRANSFERENCIA DE CALOR (CENGEL) TERCERA EDICIÓN					

Ra	2,7466E+09
Nu	173,7988

Entalpia de convección natural	
h3 (W/m ² *°C)	2695,6543
R3 (°C/W)	0,001575

R TOTAL (°C/W)	0,553924
Qsalida (W)	1390,1663
ΔQsistema (W)	63275,1389
Tsalida	586,7079

ANALISIS TERCERA FASE DEL CALDERO (BANCO DE TUBOS)

Nota: Solo llenar los valores en blanco, el resto se calculan por sí solos...

DATOS	
Di (m)	0,0318
De (m)	0,0441
L (m)	2,3
#Tubos	20
Tent gases (°C)	586,7079
Tsalida gases (°C)	220
Tambiente (°C)	25
Tentrada agua (°C)	88
Tvapor salida (°C)	170
Flujo másico gases (kg/s)	0,7893
hsed int (W/m ² *°C)	0,009
hsed ext (W/m ² *°C)	0,002
kacero (W/m*°C)	52,12
Qentrada (W)	1,3902E+03

CONVECCIÓN EXTERNA FORZADA EN EL INTERIOR DEL BANCO DE TUBOS

pi	3,1416
g (m/s ²)	9,81
Sinterior (m ²)	0,2298
Sexterior (m ²)	0,3187
Ainterior (m ²)	0,0008
Aexterior (m ²)	0,0015
Tf = ΔTln (°C)	247,6618

O2				
Tinf (°C)	k (W/m*°C)	ρ (kg/m ³)	v (m ² /s)	Pr
200	0,04014	0,8242	3,55E-05	0,7025
Tsup (°C)	k (W/m*°C)	ρ (kg/m ³)	v (m ² /s)	Pr
300	0,04751	0,6804	4,92E-05	0,703
N2				
Tinf (°C)	k (W/m*°C)	ρ (kg/m ³)	v (m ² /s)	Pr
200	0,03727	0,7215	3,46E-05	0,7025
Tsup (°C)	k (W/m*°C)	ρ (kg/m ³)	v (m ² /s)	Pr
300	0,04309	0,5956	4,78E-05	0,7078
H2O				
Tinf (°C)	k (W/m*°C)	ρ (kg/m ³)	v (m ² /s)	Pr
200	0,03326	0,464	3,56E-05	0,9599
Tsup (°C)	k (W/m*°C)	ρ (kg/m ³)	v (m ² /s)	Pr
300	0,04345	0,3831	5,34E-05	0,9401

CO2				
Tinf (°C)	k (W/m*°C)	ρ (kg/m ³)	v (m ² /s)	Pr
200	0,03044	1,1336	2,01E-05	0,7442
Tsup (°C)	k (W/m*°C)	ρ (kg/m ³)	v (m ² /s)	Pr
300	0,03814	0,9358	2,87E-05	0,745
NO				
Tinf (°C)	k (W/m*°C)	ρ (kg/m ³)	v (m ² /s)	Pr
200	0,03656	0,7214	3,43E-05	0,7164
Tsup (°C)	k (W/m*°C)	ρ (kg/m ³)	1,70E-04	Pr
300	0,04277	0,5956	4,72E-05	0,7134

TABLA DE PROPIEDADES DEL PRODUCTO					
247,6618	O2	N2	H2O	CO2	CO
k (W/m*°C)	0,0437	0,0400	0,0381	0,0341	0,0395
ρ (kg/m ³)	0,7557	0,6615	0,4254	1,0393	0,6614
v (m ² /s)	0,0000420	0,0000409	0,0000441	0,0000242	4,04E-05
Pr	0,7027	0,7050	0,9505	0,7446	0,7150
TRANSFERENCIA DE CALOR (CENGEL) TERCERA EDICIÓN					

Caudal gases (m ³ /s)	0,0548
Velocidad gases (m/s)	68,9702

TABLA DE FACTORES CALCULADOS					
247,6618	O2	N2	H2O	CO2	CO
Re = (V*D)/v	52191,7096	53637,9604	49775,5607	90745,1316	54238,8267
Nu	150,6483	154,1667	160,3640	239,7262	156,2834
h=Nu*K/D (W/m ² *°C)	14,2961	13,4205	13,2882	17,7762	13,4267

COEFICIENTES DE Nu	Solo para base de datos...				
Nu (0.4-4)	31,6910	32,0128	34,5030	38,7777	32,2811
Nu (4-40)	53,0550	53,6744	57,6122	66,9244	54,1573
Nu (40-4000)	95,8858	97,2202	103,7231	126,4941	98,1835
Nu (4000-40000)	141,2428	143,8046	151,6905	202,6731	145,4757
Nu (40000-400000)	150,6483	154,1667	160,3640	239,7262	156,2834

Entalpia de convección forzada	
h1 (W/m ² *°C)	13,8688
R1 (°C/W)	0,313802

CONDUCCIÓN EN LAS PAREDES DEL BANCO DE TUBOS

R2 (°C/W)	0,000434
-----------	----------

CONVECCIÓN NATURAL EN LA PARTE EXTERIOR DEL BANCO DE TUBOS

Tf (°C)	129
---------	-----

TABLA DE PROPIEDADES DEL AGUA					
129,0000	β (1/°C)	k (W/m*°C)	μ (kg/m*s)	ρ (kg/m ³)	Pr
	0,0008990	0,6840	0,0002180	936,8000	1,3575
TRANSFERENCIA DE CALOR (CENGEL) TERCERA EDICIÓN					

Ra	2,7466E+09
Nu	173,7988

Entalpia de convección natural	
h3 (W/m ² *°C)	2695,6543
R3 (°C/W)	0,001164

R TOTAL (°C/W)	0,360846
Qsalida (W)	1154,8097
ΔQsistema (W)	235,3566
Tsalida	91,3770

ANALISIS PERD. CALOR EN EXTERIOR DEL CALDERO

Nota: Solo llenar los valores en blanco, el resto se calculan por sí solos...

DATOS	
Dexterior del domo (m)	1,3
L (m)	2,3
Espesor acero (m)	0,011
Espesor aislante (m)	0,07
Espesor latón (m)	0,009
Emisividad	0,32
h _{sed} agua (W/m ² *°C)	0,002
h _{sed} gases (W/m ² *°C)	0,009
k _{acero} (W/m*°C)	52,12
k _{latón} (W/m*°C)	127,17
k _{aislante} (W/m*°C)	0,038
k _{refractario} (W/m*°C)	1,04
Tambiente (°C)	25
T _{vapor salida} (°C)	170
T _{promedio medida coraza} (°C)	48
T _{promedio medida frente} (°C)	86
T _{promedio medida atrás} (°C)	126

pi	3,1416
g (m/s ²)	9,81
Cte. Stefan Boltzman (W/m ² *K ⁴)	5,67E-08
Dexterior del aislante (m)	1,28200
Dinterior del aislante (m)	1,142
Dinterior del domo (m)	1,12
Sinterior (m ²)	8,0927
Sexterior (m ²)	9,3934
Ainterior (m ²)	0,9852
Aexterior (m ²)	1,3273
T _f (°C)	990,0777014

ANALISIS DE LA PERDIDAS EN LA CORAZA

PERDIDAS POR CONVECCIÓN NATURAL EN EL INTERIOR DE LA CORAZA

Entalpia de convección natural	
h _{agua} (W/m ² *°C)	2527,2201

R _{agua} (°C/W)	0,002432
Q _{agua} (W)	48526,2807

PERDIDAS POR CONDUCCIÓN EN LA CORAZA

R _{conducción} (°C/W)	0,210614
Q _{conducción} (W)	560,2675

PERDIDAS POR CONVECCIÓN NATURAL EN EL EXTERIOR DE LA CORAZA

T _f (°C)	36,5
---------------------	------

TABLA DE PROPIEDADES DEL AIRE					
36,5000	β (1/°C)	k (W/m*°C)	μ (kg/m*s)	ρ (kg/m ³)	Pr
	0,00312	0,0264	0,0000190	1,1396	0,72641

TRANSFERENCIA DE CALOR (J.P. HOLMAN) OCTAVA EDICIÓN

Ra	4,0234E+09
Nu	180,5135

Entalpia de convección natural	
h aire (W/m ² *°C)	3,6604

R aire (°C/W)	0,205824
Q aire (W)	111,7462

PERDIDA DE CALOR POR RADIACIÓN

Qradiación (W)	4,6550E+02
----------------	------------

PERDIDA DE CALOR TOTAL

Qperdido coraza (W)	49663,7980
---------------------	------------

ANALISIS DE PERDIDAS EN LA TAPA DELANTERA

Espesor refractario tapa anterior (m)	0,1
Espesor acero tapa anterior (m)	0,015

PERDIDAS POR CONVECCIÓN EXTERNA FORZADA DENTRO DE LA TAPA DELANTERA

Entalpia de convección externa forzada	
h gases (W/m ² *°C)	12,0097

R gases (°C/W)	0,069513
Q gases (W)	877,5355

PERDIDAS POR CONDUCCIÓN EN LA TAPA DELANTERA

R conducción (°C/W)	0,072659
Q conducción (W)	11754,2150

PERDIDAS POR CONVECCIÓN NATURAL EN LA TAPA DELANTERA

Tf (°C)	55,5				
TABLA DE PROPIEDADES DEL AIRE					
55,5000	β (1/°C)	k (W/m*°C)	μ (kg/m*s)	ρ (kg/m ³)	Pr
	0,00279	0,0259	0,0000187	1,1640	0,7282
TRANSFERENCIA DE CALOR (J.P. HOLMAN) OCTAVA EDICIÓN					

Ra	1,0300E+10
Nu	243,8412

Entalpia de convección natural	
h aire (W/m ² *°C)	4,8543

R aire (°C/W)	0,155201
Q aire (W)	393,037886

PERDIDA DE CALOR POR RADIACIÓN

Qradiación (W)	7,4344E+01
----------------	------------

PERDIDA DE CALOR TOTAL

Qperdido tapa delantera (W)	13099,1327
-----------------------------	------------

ANALISIS DE PERDIDAS EN LA TAPA POSTERIOR

Espesor refractario tapa anterior (m)	0,1
Espesor acero tapa anterior (m)	0,015

PERDIDAS POR CONVECCIÓN EXTERNA FORZADA DENTRO DE LA TAPA POSTERIOR

Entalpia de convección externa forzada	
h gases (W/m ² *°C)	12,0097
R gases (°C/W)	0,069513
Q gases (W)	1452,9686

PERDIDAS POR CONDUCCIÓN EN LA TAPA POSTERIOR

R conducción (°C/W)	0,072659
Q conducción (W)	6891,2251

PERDIDAS POR CONVECCIÓN NATURAL EN LA TAPA POSTERIOR

Tf (°C)	75,5				
TABLA DE PROPIEDADES DEL AIRE					
75,5000	β (1/°C)	k (W/m*°C)	μ (kg/m*s)	ρ (kg/m ³)	Pr
	0,00251	0,0292	0,0000208	1,0123	0,716435
TRANSFERENCIA DE CALOR (J.P. HOLMAN) OCTAVA EDICIÓN					

Ra	2,1137E+09
Nu	146,8336

Entalpia de convección natural	
h aire (W/m ² *°C)	3,2988
R aire (°C/W)	0,228386
Q aire (W)	442,234006

PERDIDA DE CALOR POR RADIACIÓN

Qradiación (W)	1,4878E+02
----------------	------------

PERDIDA DE CALOR TOTAL

Qperdido tapa posterior (W)	8935,2057
-----------------------------	-----------

PERDIDA DE CALOR TOTAL

Calor perdido en domo y tapas (W)	71698,1364
-----------------------------------	------------

ANALISIS PERD. CALOR EN EL TANQUE DE CONDENSADO

DATOS	
Dexttanq (m)	1,108
Ltan (m)	2,4
Espesor acero tanq (m)	0,004
Espesor aislante tanq (m)	0

Espesor latón tanque (m)	0
Emisividad	0,75
kacero (W/m ² *°C)	52,12
kaislante (W/m ² *°C)	0
klatón (W/m ² *°C)	0
Tambiente (°C)	25
Tcond (°C)	88
Tpromedio medida sup tanq (°C)	85

pi	3,1416
g (m/s ²)	9,81
Cte. Stefan Boltzman (W/m ² *K ⁴)	5,67E-08
Dexterior del aislante (m)	1,10800
Dinterior del aislante (m)	1,108
Dinterior tanq (m)	1,1
Sinterior (m ²)	8,2938
Sexterior (m ²)	8,3541
Ainterior (m ²)	0,9503
Aexterior (m ²)	0,9642

PERDIDAS POR CONVECCIÓN NATURAL EN EL EXTERIOR DEL TANQUE

Tf (°C)	55				
TABLA DE PROPIEDADES DEL AIRE					
55,0000	β (1/°C)	k (W/m ² *°C)	μ (kg/m*s)	ρ (kg/m ³)	Pr
	0,00312	0,0277	0,0000199	1,0755	0,7215
TRANSFERENCIA DE CALOR (J.P. HOLMAN) OCTAVA EDICIÓN					

Ra	5,2748E+09
Nu	196,5923

Entalpia de convección natural	
h aire (W/m ² *°C)	4,9175

R aire (°C/W)	0,210906
Q aire (W)	284,4869

PERDIDA DE CALOR POR RADIACIÓN

Qradiación (W)	3,0339E+03
----------------	------------

PERDIDA DE CALOR TOTAL

Qperdido tanque (W)	3318,3499
---------------------	-----------

ANALISIS PERD. CALOR EN TRAMPAS DE VAPOR EN MAL ESTADO

DATOS	
Diametro de la línea de vapor (pulg)	0,5
Presión del vapor en la línea, (bar)	4
Temperatura del vapor en la línea (°C)	170
Vapor que se fuga, Wvf (Kg/s)	9,34066E-05
Calor perdido, Qvf KJ/s	0,028185768
tiempo operación (s)	39600
entalpia del vapor h _{vf}	2738,6
entalpia del agua de alimentación h _{aa}	2436,84646
Entalpia vapor línea Δh _v (KJ/Kg)	301,7535404
masa de vapor perdido/dia (Kg)	3,698900797
calor perdido, q(W)	28,18576796

RESUMEN DE RESULTADOS

dia.linea (mm)	Presión bar	N°trampas	q perdido (W)	q perdido (W)
63,5	4	2	704,64	1409,28
50,8	4	1	704,64	704,64
38,1	4	1	28,19	28,19
12,7	4	3	84,56	253,67
			0	0
			0	0
			0	0
			0	0
Q perdido (W)				1522,023072

ANALISIS PERD.CALOR EN FUGAS

DATOS		N° fugas	d.fuga (mm)	Presión (bar)	Q p.fuga (W)	Qperdido (W)
diametro de la fuga (mm)	2,38					
Presión del vapor en la línea, (bar)	4					
Vapor que se fuga, Wvf (Kg/h)	6,94	3	1,59	4	257,49	772,47
Calor perdido, Qf KJ/s	0,58171377	5	0,79	4	64,73	323,65
tiempo operación (h)	11	2	2,38	4	581,71	1163,42
entalpia del vapor h _{vf}	2738,6					
entalpia del agua de alimentación h _{aa}	2436,84646					
Entalpia vapor línea Δh _v (KJ/Kg)	301,7535404					
masa de vapor perdido/dia	76,34					
calor perdido, q(W)	581,7137696	Qttotal perdido fugas			2259,54	

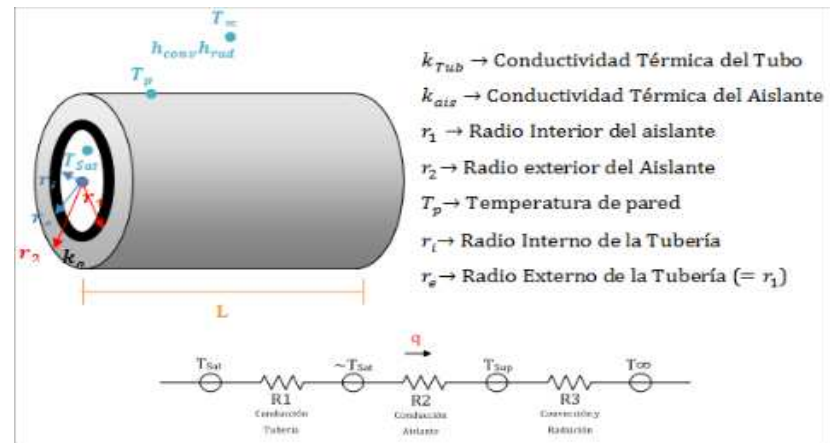
Flujo de vapor fugado [kg/h]										
Diámetro de la fuga [mm]	Presión de vapor [bar]									
	1,0	1,8	3,5	5,3	7,0	8,8	10,5	14,0	17,5	21,0
0,79	0,32	0,43	0,70	0,96	1,23	1,50	1,77	2,32	2,86	3,36
1,59	1,27	1,73	2,77	3,86	4,91	6,00	7,09	9,23	11,41	13,55
2,38	2,86	3,84	6,27	8,68	11,09	13,50	15,95	20,77	25,64	30,45
3,18	5,09	6,82	11,14	15,45	19,73	24,05	28,36	36,95	45,45	54,09
3,97	8,00	10,68	17,41	24,14	30,86	37,59	44,27	57,73	70,91	84,55
4,76	11,50	15,36	25,05	34,73	44,41	54,09	63,64	83,18	102,73	121,82
5,56	15,64	20,91	34,09	47,27	60,45	73,64	86,82	113,18	139,55	165,91
6,35	20,45	27,32	44,55	61,82	78,64	96,36	113,64	147,73	182,27	216,82
7,14	25,86	34,59	56,36	78,18	100,00	121,82	143,64	187,27	230,45	274,09
7,94	31,95	42,73	69,55	96,36	123,64	150,45	177,27	230,91	285,00	338,64

(Spirax Sarco, 2000, p. 57)

ANÁLISIS PERD. CALOR EN LÍNEAS DE VAPOR Y CONDENSADO

diámetro nominal tubería (mm)	12,7
espesor tubería (mm)	2
espesor aislante (mm)	25,4
longitud tubería (m) aislada	40
longitud tubería (m) desnuda	10
temperatura superficie aislada (°C)	39,8
temperatura superficie desnuda (°C)	149,7
temperatura operación (°C)	170
temperatura ambiente (°C)	25
Kacero (W/m°C)	52,12
kais (W/m°C)	0,038
ξ tubería acero al carbono +aislamiento	0,03
ξ tubería acero al carbono s/aislamiento	0,75
Tfilm (°C) aislada	32,4
tfilm (°C) desnuda	87,35
A (m²) aislado	8,4820932
A (m²) desnudo	0,524633172

ri (m)	0,00635
r1 (m)	0,00835
r2 (m)	0,03375



RESISTENCIA TÉRMICA POR CONDUCCIÓN DE LA TUBERÍA

R1 (m ² K/W) aislada	0,000177302
R1 (m ² K/W) desnuda	0,060165425

RESISTENCIA TÉRMICA POR CONDUCCIÓN DEL AISLANTE

R2 (m ² K/W) aislada	1,240506899
R2 (m ² K/W) desnuda	0

COEFICIENTE DE RADIACIÓN

hr tubería aislada	0,193921656
hr tubería desnuda	8,197643091

propiedades térmicas del aire a Tfilm
aislado

v	α	k	Pr	β
(m ² /s)	(m ³ /s)	(W/m ² C)		(1/K)
1,63E-05	2,24E-05	2,61E-02	0,7275	0,00327439

propiedades térmicas del aire a Tfilm
desnudo

v	α	k	Pr	β
(m ² /s)	(m ³ /s)	(W/m ² C)		(1/K)
2,17E-05	3,04E-05	0,03005	0,7164	0,003663

AISLADO

Ra	4,00E+05
Nu	11,30713301
hc	4,363715775

DESNUDO

Ra	3,15E+04
Nu	5,792690948
hc	10,42337503

RESISTENCIA TÉRMICA POR CONVECCIÓN Y RADIACIÓN

R3 (m ² K/W) aislado	0,219411925
R3 (m ² K/W) desnudo	0,053702756

COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR

hs (W/m ² K) aislado	0,684886415
hs (W/m ² K) desnudo	8,782084556

PERDIDA DE CALOR

Q (W) aislado	842,3442079
Q (W) desnudo	668,0690672

TABLA RESUMEN DE RESULTADOS

Nota: Ingresar las perdidas por diámetro de tubería calculado

TUBERIA AISLADA

DIAMETRO	LONGITUD	E.aislante	Tsup aisl	PERDIDAS
D (mm)	(m)	(mm)	°C	Q (W)
63,5	44	38,1	54,5	1665,38
50,8	110	38,1	60,5	3874,25
38,1	120	25,4	38,6	4327,37
12,7	40	25,4	39,8	842,34
Qttotal (W)				10709,34

TUBERIA desnuda

DIAMETRO	LONGITUD	E.aislante	Tsup.desnud	PERDIDAS
D (mm)	(m)	(mm)	°C	Q (W)
63,5	2	38,1	155,7	535,22
50,8	4	38,1	107,3	795,75
38,1	45	25,4	147,8	7487,05
12,7	10	25,4	149,7	668,07
Qttotal (W)				9486,09

Qttotal(W)	20195,43
TUBERIAS	

ANALISIS PERD.CALOR EN ACCESORIOS

DATOS

diametro interior de la tubería (mm)	12,7
n° de accesorios	40
longitud equivalente por accesorio	7,2
longitud total	288

* Ingresar datos en análisis de pérdidas de calor en líneas de vapor desnudas

DIAMETRO	temp.sup	n°accesorios	l.eqxacc	l.total	Q
D (mm)	°C		(m)	(m)	(W)
63,5	153,65	16	2,86	45,76	2251,29
50,8	91,95	38	2,36	89,68	4236,58
38,1	124,25	26	2,74	71,24	2289,22
12,7	128,15	40	2,57	102,8	2573,75
Qttotal (W)					11350,84

NATURALEZA DEL AISLAMIENTO	DIÁMETRO INTERIOR DE LA TUBERÍA, mm	LONGITUD EQUIVALENTE DE LA TUBERÍA EN METROS PARA UNA TEMPERATURA DE:	
		100 °C	400 °C
Totalmente Desnudo	100	6	16
	500	9	26
1/4 desnudo 3/4 aislado	100	2.5	5
1/4 desnudo 3/4 aislado	500	3	7.5
1/3 desnudo 2/3 aislado	100	3	6
1/3 desnudo 2/3 aislado	500	4	10

PERDIDA DEBIDA AL AGUA DEL COMBUSTIBLE

% humedad por kg de diesel quemado	0,13
T de gases que salen de la caldera (°C)	220
T aire y combustible entrante (°C)	25
Pérdida debida ala humedad (kcal/kg)	82,6605
Pérdida debida ala humedad (W)	2,1976

PERDIDA POR HUMEDAD EN EL AIRE DE COMBUSTION

% humedad por kg de diesel quemado	0,4
T de gases que salen de la caldera (°C)	220
T aire y combustible entrante (°C)	25
Pérdida debida ala humedad (kcal/kg)	12,88
Pérdida debida a la humedad (W)	42,5654

Peso de combustible quemado	6435,18
Peso de cenizas	0
% carbono en cenizas del análisis final	0,12
% de carbono del análisis final:	0
Calor específico del combustible (kJ/kg*°C)	2,2
Peso de aire seco por kg de comb.	4,1024E-05
Gases secos en la chimenea	0,0008563

PERDIDA POR LOS GASES SECOS DE LA CHIMENEA

Perdidas por los gases de la chimenea (W)	0,0098
---	--------

PERDIDA HIDROGENO EN EL COMBUSTIBLE

Pérdida por hidrógeno en comb (W)	0
-----------------------------------	---

PERDIDA COMBUSTIBLES INQUEMADOS

Pérdida combustibles inquemados (W)	0,0297592
-------------------------------------	-----------

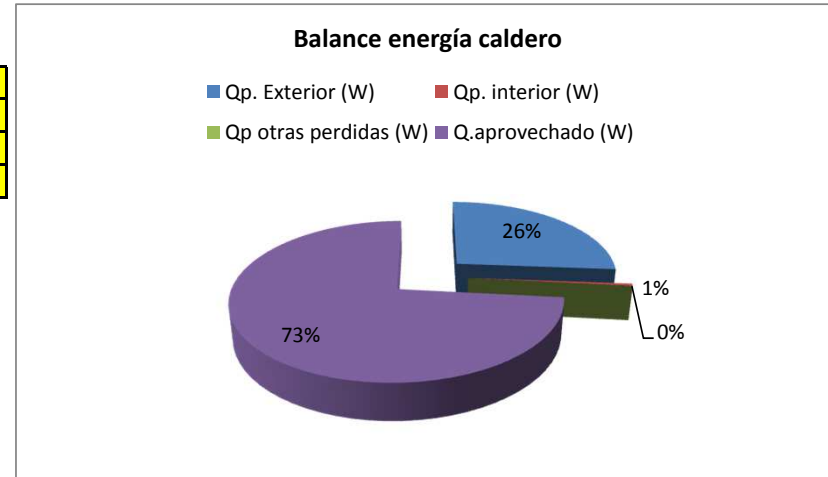
PERDIDA COMBUSTIBLES INQUEMADOS

Cantidad de purgas	2
Tiempo de purgado (s)	30
Diámetro de purga (m)	0,0337
Longitud	4
ρ vapor (kg/m ³)	4,119
Área de la tubería (m ²)	0,00089
Volumen (m ³)	0,0035679
Cp vapor (kJ/kg*K)	2,49
Masa de purgas (kg/s)	0,01470
Masico perdida por purga (kg)	0,0004899
Calor perdido (W)	0,1769

EFICIENCIA DEL CALDERO

Eficiencia del caldero (%)	73,3640
----------------------------	---------

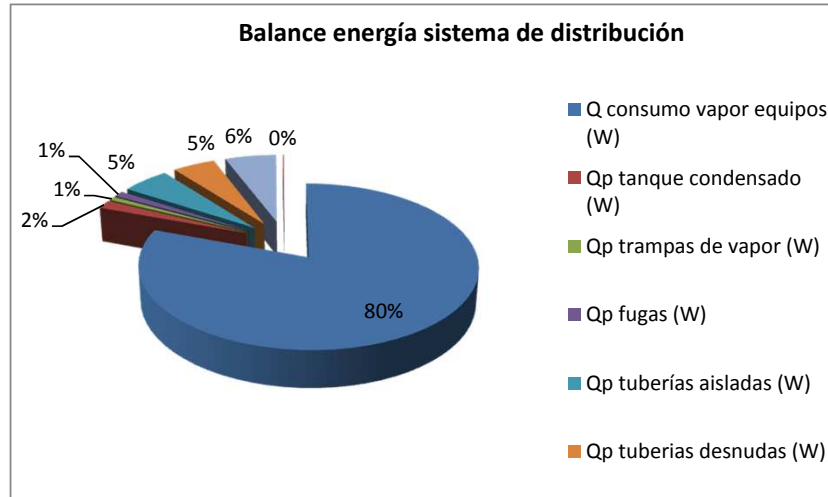
Q ENTRADA combustible (W)	273681,4603	100%	
Qp. Exterior (W)	71698,1364	26,20%	(-)
Qp. interior (W)	1154,8097	0,42%	(-)
Qp otras perdidas (W)	44,9496	0,02%	(-)
Q. aprovechado (W)	200783,5646	73,36%	



EFICIENCIA DEL SISTEMA DE DISTRIBUCIÓN

Qentrada vapor a la línea (W)	200783,5348	100%
Q consumo vapor equipos (W)	161819,7000	80,59%
Qp tanque condensado (W)	3318,34992	1,65%
Qp trampas de vapor (W)	1522,02307	0,76%
Qp fugas (W)	2259,54	1,13%
Qp tuberías aisladas (W)	10709,34	5,33%
Qp tuberías desnudas (W)	9486,09	4,72%
Qp accesorios (W)	11350,84	5,65%
Qp no determinadas (W)	317,6518	0,16%

Eficiencia distribución	80,75%
-------------------------	--------

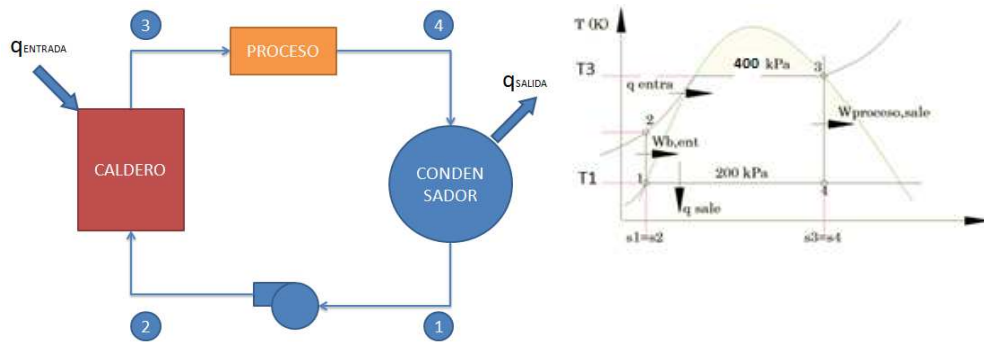


EFICIENCIA DEL SISTEMA DE TERMICO

Eficiencia sistema térmico	59,24%
----------------------------	--------

**ANEXO 2 BALANCE SISTEMA TERMICO CON CALIBRACIÓN DE
COMBUSTIÓN**

ANÁLISIS CICLO TÉRMICO RANKINE IDEAL



* Ingresar solo los valores de las celdas en blanco, el resto se calcula por si solo

ESTADO 1			
P1 (kPa)	200	h1 (kJ/kg)	504,71
T1 (°C)	88	v1 (m ³ /kg)	0,001061
P2 (kPa)	400	s1 (kJ/kg*K)	1,5302
Líqu. Sat.		Wb,ent (kJ/kg)	0,2122
s1 = s2		$W_{b,ent} = v_1 * (P_2 - P_1)$	

ESTADO 2			
P2 (kPa)	400	h2 (kJ/kg)	504,9222
T2 (°C)	120,21		
Líqu. Sat.			
s1 = s2		$h_2 = h_1 + W_{b,ent}$	

ESTADO 3			
P3 (kPa)	400	h3 (kJ/kg)	2738,6
T3 (°C)	143,63	s3 (kJ/kg*K)	6,8959
Vap. Sat.			
s3 = s4			

ESTADO 4			
P4 (kPa)	---	X4	0,9039
T4 (°C)	85	h4 (kJ/kg)	2436,84646
P2 (kPa)	400		
sf @ T1 (kJ/kg*K)	1,169		
sfg @ T1 (kJ/kg*K)	6,336		
hf @ T1 (kJ/kg)	368,51		
hfg @ T1 (kJ/kg)	2288,32		
Mezcla Sat.		$h_4 = h_{f@200\text{ kPa}} + X_4 * h_{fg@200\text{ kPa}}$	
s3 = s4		$X_4 = \frac{s_3 - s_{f@200\text{ kPa}}}{s_{fg@200\text{ kPa}}}$	

qentrada (kJ/kg)	2233,6778	$q_{entrada} = h_3 - h_2$
-------------------------	------------------	---------------------------

qsalida (kJ/kg)	1932,1365	$q_{salida} = h_4 - h_1$
------------------------	------------------	--------------------------

CÁLCULO EFICIENCIA TÉRMICA DEL CICLO

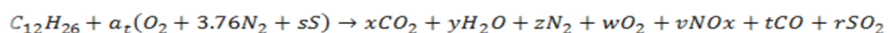
Eficiencia ciclo (%)	13,4998
-----------------------------	----------------

ANALISIS DE GASES DE LA CHIMENEA

Nota: Solo llenar los valores en blanco, el resto se calculan por sí solos...

DATOS		
Presión combustible. (kPa)	79,5	
Temp. comb. (°C)	25	
Presión aire (atm)	79,5	
Temp. del aire (°C)	25	
Temp. del amb. (°C)	25	
Temp. Gases comb (°C)	220	
Consumo comb por día (G)	96,66	
% de comb que usa	90	e.combustión
t de uso al día (h)	11	
Caudal (GPH)	7,9085	
Densidad (kg/m ³)	832	
Cp comb.(kJ/kg)	43100	
Ru (kJ/kmol*K)	8,31447	
P. max Vpr (kPa)	1000	
Pot.máxima (BHP)	250	

ANALISIS DE GASES



CANTIDADES DE COMP. SEGUN ANALISIS DE GASES		
Elemento	Valor Real	Resultado
CO2 (Producto)	x	11,5895
H2O (Producto)	y	13,0000
NOX (Producto)	0,0069	0,0069
CO (Producto)	0,4105	0,4105
SO2 (Producto)	0,2130	0,2130
C (Combustible)	12,0000	12,0000
H2 (Combustible)	13,0000	13,0000
O2 (Producto)	5,0500	5,0500
N2 (Producto)	z	88,5868
S (Combustible)	s	0,2130
At (Combustión)	at	23,5612

RELACIÓN AIRE-COMBUSTIBLE

RELACION AIRE COMBUSTIBLE		
Variables	Valores	Unidades
Cant. at	23,5612	kmol
Cant. S	0,2130	kmol
Peso atómico S	32,0000	kg/kmol
Peso atomico aire	29,0000	kg/kmol
Peso atomico H	2,0000	kg/kmol
Cant. H	13,0000	kmol
Peso atomico C	12,0000	kg/kmol
Cant. C	12,0000	kmol
Rel. A/C	10,0000	kair/kgcomb

TEMPERATURA DE ROCÍO

PUNTO DE ROCÍO		
Componentes	Valores	Unidades
N vapor	13,0000	kmol
N CO2	11,5895	kmol
N H2O	13,0000	kmol
N N2	88,5868	kmol
N O2	5,0500	kmol
NOX	0,0069	kmol
CO	0,4105	kmol
SO2	0,2130	kmol
Pres. Rocío	8,6953	kPa

Nota: Cambio de temperatura basándonos en la presión calculada

Tabla A5 Term. Cengel 5 Edición	
Presión	8,6953
Temp. rocío	40,1797

TEMPERATURA DE LLAMA ADIABÁTICA

Tablas de entalpías Termodinámica Cengel 5 Edición				
Sustancia	h ^o f	h(298K)	h _(Tingreso)	h(Tsalida)
	(kJ/kmol)	(kJ/kmol)	(kJ/kmol)	(kJ/kmol)
C12H12	-291010	0	0	0
O2	0	8682	8682	A
N2	0	8669	8669	B
H2O	-241820	9904	0	C
CO2	-393520	9364	0	D
CO	-110530	8669	0	E

Sum. Reactantes		
-291010		
Productos	Val.*h	Val. Prod.
hCO2	-4669232,1757	11,5895
hH2O	-3272412,0000	13,0000
hN2	-767959,2830	88,5868
hO2	-43844,1000	5,0500
hCO	-48928,8055	0,4105
Sumatoria	8511366,3642	

Buscar h (Tablas)	71743,0322
-------------------	-------------------

Productos	Entalpías > h	Temp. (K)
TCO2	71078	1500
TH2O	71523	1780
TN2	70226	2150
TO2	71668	2100
TCO	70864	2150

Analizar temp. prom.dos val. más altos	
Temperatura Promedio	2150

Primera Iteracion		
Productos	Temp. (°C)	Entalpias
hCO ₂ (kJ/kmol)	2150	109898
hH ₂ O (kJ/kmol)	2150	90330
hN ₂ (kJ/kmol)	2150	70226
hO ₂ (kJ/kmol)	2150	73573
hCO (kJ/kmol)	2150	70864

Comprobación ENTALPIAS		
9069686,1327	=	8511366,3642
ERROR INTERACION		-558319,7684

SI ES (-) BUSCAR UNA MENOR

Segunda Iteracion		
Productos	Temp. (°C)	Entalpias
hCO ₂ (kJ/kmol)	2000	100804
hH ₂ O (kJ/kmol)	2000	82593
hN ₂ (kJ/kmol)	2000	64810
hO ₂ (kJ/kmol)	2000	67881
hCO (kJ/kmol)	2000	65408

Comprobación ENTALPIAS		
8352939,5540	=	8511366,3642
ERROR INTERACION		158426,8102

h (kJ/kmol)	T (K)
Interpolación	
8352939,5540	2000
8511366,3642	2033,1554
9069686,1327	2150

Temperatura de llama adiabatica (°C)	
	1760,1554

CALOR DE SALIDA

ANALISIS DE CALOR DE SALIDA				
Sustancia	h_f° (kJ/kmol)	$h(298\text{ K})$ (kJ/kmol)	$h_{(T_{\text{Ingreso}})}$ productos (kJ/kmol)	$h_{(T_{\text{Salida}})}$ productos (kJ/kmol)
C ₁₂ H ₂₆	-291010	0	0	0
O ₂	0	8682	8682	67881
N ₂	0	8669	8669	66612
H ₂ O	-241820	9904	9904	82593
CO ₂	-393520	9364	9364	100804
CO	-110530	0	0	65408

Q salida (-)	-4765,1198	(Kj /Kmol)Combustible
--------------	------------	-----------------------

Q salida (-)	-26,9494	(Kj /Kg)Combustible
--------------	----------	---------------------

FLUJO MEZCLA AIRE-COMBUSTIBLE

Flujo másico Gases	0,4326	kg/s
Flujo másico Comb	0,0069	kg/s
Flujo másico Aire	0,0692	Kg/s

CALOR PRODUCIDO POR EL DIESEL

Q diesel	298,2001	KW
-----------------	-----------------	-----------

EXERGÍA

Sustancia	Ni	Si(T, 1atm)	Ni*Si
C12H26	1,0000	622,83	622,8300
O2	23,5612	205,04	4830,9977
N2	88,5903	191,61	16974,7838
S_{reactivos}			22428,6115

Sustancia	Ni	Si(T, 1atm)	Ni*Si
O2	5,0500	205,04	1.035,4520
N2	88,5868	191,61	16.974,1237
CO2	11,5895	213,8	2.477,8394
H2O	13,0000	188,83	2.454,7900
CO	0,4105	197,65	81,1314
S_{productos}			23.023,3364

S generada	594,7250	KJ/kmol*K
-------------------	-----------------	------------------

S punto gen.	0,0233	KJ/s*K
---------------------	---------------	---------------

X punto	6,9349	kW
W reversible	6,9349	kW
Pot. Max.	186,4000	kW
Caudal max vapor	0,1864	m3/s

ANALISIS PERD. CALOR EN INTERIOR DEL CALDERO

ANALISIS PRIMERA FASE DEL CALDERO (HOGAR DEL CALDERO)

Nota: Solo llenar los valores en blanco, el resto se calculan por sí solos...

DATOS	
Di (m)	0,46
De (m)	0,482
L (m)	1,7
Tent gases (°C)	1760,1554
Tsalida gases (°C)	220
Tambiente (°C)	25
Tentrada agua (°C)	88
Tvapor salida (°C)	170
Flujo másico gases (kg/s)	0,4326
hsed int (W/m ² *°C)	0,009
hsed ext (W/m ² *°C)	0,002
kacero (W/m*°C)	52,12
Qentrada (W)	2,9820E+05

CONVECCIÓN EXTERNA FORZADA EN EL INTERIOR DEL HOGAR

Sustancia	n
O2	5,05
N2	88,5868362
H2O	13
CO2	11,58952
CO	0,41048
N	118,6368362

pi	3,1416
g (m/s ²)	9,8
Sinterior (m ²)	2,4567
Sexterior (m ²)	2,5742
Ainterior (m ²)	0,1662
Aexterior (m ²)	0,1825
Tf = ΔTin (°C)	585,8904

O2				
Tinf (°C)	k (W/m*°C)	ρ (kg/m ³)	v (m ² /s)	Pr
500	0,06148	0,5044	8,16E-05	0,701
Tsup (°C)	k (W/m*°C)	ρ (kg/m ³)	v (m ² /s)	Pr
1000	0,09198	0,3063	1,87E-04	0,6986
N2				
Tinf (°C)	k (W/m*°C)	ρ (kg/m ³)	v (m ² /s)	Pr
500	0,05358	0,4416	7,82E-05	0,7215
Tsup (°C)	k (W/m*°C)	ρ (kg/m ³)	v (m ² /s)	Pr
1000	0,07938	0,2681	1,71E-04	0,7022
H2O				
Tinf (°C)	k (W/m*°C)	ρ (kg/m ³)	v (m ² /s)	Pr
500	0,06677	0,284	1,00E-04	0,9108
Tsup (°C)	k (W/m*°C)	ρ (kg/m ³)	v (m ² /s)	Pr
1000	0,13623	0,1725	2,76E-04	0,8639
CO2				
Tinf (°C)	k (W/m*°C)	ρ (kg/m ³)	v (m ² /s)	Pr
500	0,05293	0,6937	4,92E-05	0,746

Tsup (°C)	k (W/m*°C)	ρ (kg/m³)	v (m²/s)	Pr
1000	0,08491	0,4213	1,16E-04	0,7455
NO				
Tinf (°C)	k (W/m*°C)	ρ (kg/m³)	v (m²/s)	Pr
500	0,05412	0,4415	7,65E-05	0,7087
Tsup (°C)	k (W/m*°C)	ρ (kg/m³)	1,70E-04	Pr
1000	0,07894	0,2681	1,16E-04	0,708

TABLA DE PROPIEDADES DEL PRODUCTO					
585,8904	O2	N2	H2O	CO2	CO
k (W/m*°C)	0,0667	0,0580	0,0787	0,0584	0,0584
ρ (kg/m³)	0,4704	0,4118	0,2648	0,6469	0,4117
v (m²/s)	0,0000997	0,0000942	0,0001304	0,0000607	8,33E-05
Pr	0,7006	0,7182	0,9027	0,7459	0,7086

TRANSFERENCIA DE CALOR (CENGEL) TERCERA EDICIÓN

Caudal gases (m³/s)	0,9806
Velocidad gases (m/s)	5,9007

TABLA DE FACTORES CALCULADOS					
585,8904	O2	N2	H2O	CO2	CO
Re = (V*D)/v	27227,8050	28826,9187	20812,8438	44685,9369	32567,6156
Nu	94,3806	98,5806	86,9910	135,6170	105,8251
h=Nu*k/D (W/m²*°C)	13,6891	12,4323	14,8834	17,2244	13,4314

COEFICIENTES DE Nu	Solo para base de datos...				
Nu (0.4-4)	25,5410	26,2427	25,4351	30,7125	27,1985
Nu (4-40)	41,2559	42,5226	40,4822	50,9797	44,3681
Nu (40-4000)	70,7333	73,2429	67,9127	90,9836	77,1807
Nu (4000-40000)	94,3806	98,5806	86,9910	130,8958	105,8251
Nu (40000-400000)	89,1326	94,0979	78,1284	135,6170	103,3442

Entalpia de convección forzada	
h1 (W/m²*°C)	13,2260
R1 (°C/W)	0,030776

CONDUCCIÓN EN LA PARED DEL HOGAR

R2 (°C/W)	0,000084
-----------	----------

CONVECCIÓN NATURAL EN LA PARTE EXTERIOR DEL HOGAR

Tf (°C)	129
---------	-----

TABLA DE PROPIEDADES DEL AGUA					
129,0000	β (1/°C)	k (W/m*°C)	μ (kg/m*s)	ρ (kg/m³)	Pr
	0,0008990	0,6840	0,0002180	936,8000	1,3575

TRANSFERENCIA DE CALOR (CENGEL) TERCERA EDICIÓN

Ra	3,5860E+12
Nu	1780,8773

Entalpia de convección natural	
h3 (W/m ² *°C)	2527,2201
R3 (°C/W)	0,000154

R TOTAL (°C/W)	0,035454
Qsalida (W)	44850,9179
ΔQsistema (W)	253349,2204
Tsalida	1007,5336

ANALISIS SEGUNDA FASE DEL CALDERO (BANCO DE TUBOS)

Nota: Solo llenar los valores en blanco, el resto se calculan por sí solos...

DATOS	
Di (m)	0,0318
De (m)	0,0441
L (m)	1,7
#Tubos	26
Tent gases (°C)	1007,5336
Tsalida gases (°C)	220
Tambiente (°C)	25
Tentrada agua (°C)	88
Tvapor salida (°C)	170
Flujo másico gases (kg/s)	0,4326
h _{sed int} (W/m ² *°C)	0,009
h _{sed ext} (W/m ² *°C)	0,002
kacero (W/m*°C)	52,12
Qentrada (W)	4,4851E+04

CONVECCIÓN EXTERNA FORZADA EN EL INTERIOR DEL BANCO DE TUBOS

pi	3,1416
g (m/s ²)	9,81
Sinterior (m ²)	0,1698
Sexterior (m ²)	0,2355
Ainterior (m ²)	0,0008
Aexterior (m ²)	0,0015
Tf = ΔTin (°C)	381,8526

O2				
Tinf (°C)	k (W/m*°C)	ρ (kg/m ³)	v (m ² /s)	Pr
300	0,04751	0,6804	4,92E-05	0,703
Tsup (°C)	k (W/m*°C)	ρ (kg/m ³)	v (m ² /s)	Pr
400	0,05463	0,5793	6,46E-05	0,7023
N2				
Tinf (°C)	k (W/m*°C)	ρ (kg/m ³)	v (m ² /s)	Pr
300	0,04309	0,5956	4,78E-05	0,7078
Tsup (°C)	k (W/m*°C)	ρ (kg/m ³)	v (m ² /s)	Pr
400	0,04848	0,5072	6,24E-05	0,7153
H2O				
Tinf (°C)	k (W/m*°C)	ρ (kg/m ³)	v (m ² /s)	Pr
300	0,04345	0,3831	5,34E-05	0,9401
Tsup (°C)	k (W/m*°C)	ρ (kg/m ³)	v (m ² /s)	Pr
400	0,05467	0,3262	7,50E-05	0,924

CO2				
Tinf (°C)	k (W/m*°C)	ρ (kg/m³)	v (m²/s)	Pr
300	0,03814	0,9358	2,87E-05	0,745
Tsup (°C)	k (W/m*°C)	ρ (kg/m³)	v (m²/s)	Pr
400	0,04565	0,7968	3,84E-05	0,7458
CO				
Tinf (°C)	k (W/m*°C)	ρ (kg/m³)	v (m²/s)	Pr
300	0,04277	0,5956	4,72E-05	0,7134
Tsup (°C)	k (W/m*°C)	ρ (kg/m³)	v (m²/s)	Pr
400	0,0486	0,5071	6,14E-05	0,7111

TABLA DE PROPIEDADES DEL PRODUCTO					
381,8526	O2	N2	H2O	CO2	CO
k (W/m*°C)	0,0533	0,0475	0,0526	0,0443	0,0475
ρ (kg/m³)	0,5976	0,5232	0,3365	0,8220	0,5232
v (m²/s)	0,0000618	0,0000598	0,0000711	0,0000366	5,88E-05
Pr	0,7024	0,7139	0,9269	0,7457	0,7115
TRANSFERENCIA DE CALOR (CENGEL) TERCERA EDICIÓN					

Caudal gases (m³/s)	0,0292
Velocidad gases (m/s)	36,7611

TABLA DE FACTORES CALCULADOS					
381,8526	O2	N2	H2O	CO2	CO
Re = (V*D)/v	18905,1028	19557,6015	16450,0469	31897,4227	19883,0417
Nu	75,3963	77,4124	75,8862	106,2652	78,1175
h=Nu*K/D (W/m²*°C)	8,7424	7,9940	8,6830	10,2308	8,0736

COEFICIENTES DE Nu	Solo para base de datos...				
Nu (0.4-4)	22,6639	23,0436	23,7436	27,4757	23,1432
Nu (4-40)	35,8813	36,5507	37,3041	44,7689	36,7420
Nu (40-4000)	59,7274	61,0090	61,4001	77,7470	61,4104
Nu (4000-40000)	75,3963	77,4124	75,8862	106,2652	78,1175
Nu (40000-400000)	66,5085	68,7216	65,2218	103,3712	69,5618

Entalpia de convección forzada	
h1 (W/m²*°C)	8,3201
R1 (°C/W)	0,707691

CONDUCCIÓN EN LAS PAREDES DEL BANCO DE TUBOS

R2 (°C/W)	0,000587
-----------	-----------------

CONVECCIÓN NATURAL EN LA PARTE EXTERIOR DEL BANCO DE TUBOS

Tf (°C)	129
---------	------------

TABLA DE PROPIEDADES DEL AGUA					
129,0000	β (1/°C)	k (W/m*°C)	μ (kg/m*s)	ρ (kg/m³)	Pr
	0,0008990	0,6840	0,0002180	936,8000	1,3575
TRANSFERENCIA DE CALOR (CENGEL) TERCERA EDICIÓN					

Ra	2,7466E+09
Nu	173,7988

Entalpia de convección natural	
h3 (W/m ² *°C)	2695,6543
R3 (°C/W)	0,001575

R TOTAL (°C/W)	0,771338
Qsalida (W)	1085,8193
ΔQsistema (W)	43765,0986
Tsalida	627,7999

ANALISIS TERCERA FASE DEL CALDERO (BANCO DE TUBOS)

Nota: Solo llenar los valores en blanco, el resto se calculan por sí solos...

DATOS	
Di (m)	0,0318
De (m)	0,0441
L (m)	2,3
#Tubos	20
Tent gases (°C)	627,7999
Tsalida gases (°C)	220
Tambiente (°C)	25
Tentrada agua (°C)	88
Tvapor salida (°C)	170
Flujo másico gases (kg/s)	0,4326
h _{sed int} (W/m ² *°C)	0,009
h _{sed ext} (W/m ² *°C)	0,002
kacero (W/m*°C)	52,12
Qentrada (W)	1,0858E+03

CONVECCIÓN EXTERNA FORZADA EN EL INTERIOR DEL BANCO DE TUBOS

pi	3,1416
g (m/s ²)	9,81
Sinterior (m ²)	0,2298
Sexterior (m ²)	0,3187
Ainterior (m ²)	0,0008
Aexterior (m ²)	0,0015
Tf = ΔTin (°C)	261,9749

O2				
Tinf (°C)	k (W/m*°C)	ρ (kg/m ³)	v (m ² /s)	Pr
200	0,04014	0,8242	3,55E-05	0,7025
Tsup (°C)	k (W/m*°C)	ρ (kg/m ³)	v (m ² /s)	Pr
300	0,04751	0,6804	4,92E-05	0,703
N2				
Tinf (°C)	k (W/m*°C)	ρ (kg/m ³)	v (m ² /s)	Pr
200	0,03727	0,7215	3,46E-05	0,7025
Tsup (°C)	k (W/m*°C)	ρ (kg/m ³)	v (m ² /s)	Pr
300	0,04309	0,5956	4,78E-05	0,7078

H2O				
Tinf (°C)	k (W/m*°C)	ρ (kg/m ³)	ν (m ² /s)	Pr
200	0,03326	0,464	3,56E-05	0,9599
Tsup (°C)	k (W/m*°C)	ρ (kg/m ³)	ν (m ² /s)	Pr
300	0,04345	0,3831	5,34E-05	0,9401
CO2				
Tinf (°C)	k (W/m*°C)	ρ (kg/m ³)	ν (m ² /s)	Pr
200	0,03044	1,1336	2,01E-05	0,7442
Tsup (°C)	k (W/m*°C)	ρ (kg/m ³)	ν (m ² /s)	Pr
300	0,03814	0,9358	2,87E-05	0,745
NO				
Tinf (°C)	k (W/m*°C)	ρ (kg/m ³)	ν (m ² /s)	Pr
200	0,03656	0,7214	3,43E-05	0,7164
Tsup (°C)	k (W/m*°C)	ρ (kg/m ³)	ν (m ² /s)	Pr
300	0,04277	0,5956	4,72E-05	0,7134

TABLA DE PROPIEDADES DEL PRODUCTO					
261,9749	O2	N2	H2O	CO2	CO
k (W/m*°C)	0,0447	0,0409	0,0396	0,0352	0,0404
ρ (kg/m ³)	0,7351	0,6435	0,4139	1,0110	0,6434
ν (m ² /s)	0,0000440	0,0000428	0,0000466	0,0000254	4,23E-05
Pr	0,7028	0,7058	0,9476	0,7447	0,7145

TRANSFERENCIA DE CALOR (CENGEL) TERCERA EDICIÓN

Caudal gases (m ³ /s)	0,0309
Velocidad gases (m/s)	38,8571

TABLA DE FACTORES CALCULADOS					
261,9749	O2	N2	H2O	CO2	CO
Re = (V*D)/ ν	28086,9449	28878,6383	26506,9275	48652,7445	29217,2756
Nu	96,3117	98,1186	102,6612	145,1481	99,2350
$h = \text{Nu} * k / D$ (W/m ² *°C)	9,3606	8,7191	8,8323	11,1108	8,7173

COEFICIENTES DE Nu	Solo para base de datos...				
Nu (0.4-4)	25,8314	26,1062	27,9974	31,5695	26,3148
Nu (4-40)	41,7964	42,3056	45,1569	52,6479	42,6709
Nu (40-4000)	71,8406	72,8797	77,2536	94,6104	73,5785
Nu (4000-40000)	96,3117	98,1186	102,6612	137,8847	99,2350
Nu (40000-400000)	91,4863	93,6883	96,4675	145,1481	94,9612

Entalpia de convección forzada	
h1 (W/m ² *°C)	8,9924
R1 (°C/W)	0,483969

CONDUCCIÓN EN LAS PAREDES DEL BANCO DE TUBOS

R2 (°C/W)	0,000434
-----------	-----------------

CONVECCIÓN NATURAL EN LA PARTE EXTERIOR DEL BANCO DE TUBOS

Tf (°C)	129
---------	------------

TABLA DE PROPIEDADES DEL AGUA					
129,0000	β (1/°C)	k (W/m*°C)	μ (kg/m*s)	ρ (kg/m^3)	Pr
	0,0008990	0,6840	0,0002180	936,8000	1,3575
TRANSFERENCIA DE CALOR (CENGEL) TERCERA EDICIÓN					

Ra	2,7466E+09
Nu	173,7988

Entalpia de convección natural	
h3 (W/m^2*°C)	2695,6543
R3 (°C/W)	0,001164

R TOTAL (°C/W)	0,531012
Qsalida (W)	862,1268
ΔQ sistema (W)	223,6926
Tsalida	116,8821

ANALISIS PERD. CALOR EN EXTERIOR DEL CALDERO

Nota: Solo llenar los valores en blanco, el resto se calculan por sí solos...

DATOS	
Dexterio del domo (m)	1,3
L (m)	2,3
Espesor acero (m)	0,011
Espesor aislante (m)	0,07
Espesor latón (m)	0,009
Emisividad	0,32
h _{sed} agua (W/m ² *°C)	0,002
h _{sed} gases (W/m ² *°C)	0,009
k _{acero} (W/m*°C)	52,12
k _{latón} (W/m*°C)	127,17
k _{aislante} (W/m*°C)	0,038
k _{refractario} (W/m*°C)	1,04
Tambiente (°C)	25
T _{vapor salida} (°C)	170
T _{promedio medida coraza} (°C)	48
T _{promedio medida frente} (°C)	86
T _{promedio medida atrás} (°C)	126

pi	3,1416
g (m/s ²)	9,81
Cte. Stefan Boltzman (W/m ² *K ⁴)	5,67E-08
Dexterio del aislante (m)	1,28200
Dinterior del aislante (m)	1,142
Dinterior del domo (m)	1,12
Sinterior (m ²)	8,0927
Sexterior (m ²)	9,3934
Ainterior (m ²)	0,9852
Aexterior (m ²)	1,3273
T _f (°C)	990,0777014

ANALISIS DE LA PERDIDAS EN LA CORAZA

PERDIDAS POR CONVECCIÓN NATURAL EN EL INTERIOR DE LA CORAZA

Entalpia de convección natural	
h _{agua} (W/m ² *°C)	2527,2201

R _{agua} (°C/W)	0,002432
Q _{agua} (W)	48526,2807

PERDIDAS POR CONDUCCIÓN EN LA CORAZA

R _{conducción} (°C/W)	0,210614
Q _{conducción} (W)	560,2675

PERDIDAS POR CONVECCIÓN NATURAL EN EL EXTERIOR DE LA CORAZA

T _f (°C)	36,5				
TABLA DE PROPIEDADES DEL AIRE					
36,5000	β (1/°C)	k (W/m*°C)	μ (kg/m*s)	ρ (kg/m ³)	Pr
	0,00312	0,0264	0,0000190	1,1396	0,72641
TRANSFERENCIA DE CALOR (J.P. HOLMAN) OCTAVA EDICIÓN					

Ra	4,0234E+09
Nu	180,5135

Entalpia de convección natural	
h aire (W/m ² *°C)	3,6604

R aire (°C/W)	0,205824
Q aire (W)	111,7462

PERDIDA DE CALOR POR RADIACIÓN

Qradiación (W)	4,6550E+02
----------------	------------

PERDIDA DE CALOR TOTAL

Qperdido coraza (W)	49663,7980
---------------------	------------

ANALISIS DE PERDIDAS EN LA TAPA DELANTERA

Esesor refractario tapa anterior (m)	0,1
Esesor acero tapa anterior (m)	0,015

PERDIDAS POR CONVECCIÓN EXTERNA FORZADA DENTRO DE LA TAPA DELANTERA

Entalpia de convección externa forzada	
h gases (W/m ² *°C)	8,3201

R gases (°C/W)	0,097332
Q gases (W)	626,7240

PERDIDAS POR CONDUCCIÓN EN LA TAPA DELANTERA

R conducción (°C/W)	0,072659
Q conducción (W)	12683,0345

PERDIDAS POR CONVECCIÓN NATURAL EN LA TAPA DELANTERA

Tf (°C)	55,5
---------	------

TABLA DE PROPIEDADES DEL AIRE					
55,5000	β (1/°C)	k (W/m*°C)	μ (kg/m*s)	ρ (kg/m ³)	Pr
	0,00279	0,0259	0,0000187	1,1640	0,7282

TRANSFERENCIA DE CALOR (J.P. HOLMAN) OCTAVA EDICIÓN

Ra	1,0300E+10
Nu	243,8412

Entalpia de convección natural	
h aire (W/m ² *°C)	4,8543

R aire (°C/W)	0,155201
Q aire (W)	393,037886

PERDIDA DE CALOR POR RADIACIÓN

Qradiación (W)	7,4344E+01
----------------	------------

PERDIDA DE CALOR TOTAL

Qperdido tapa delantera (W)	13777,1407
-----------------------------	------------

ANALISIS DE PERDIDAS EN LA TAPA POSTERIOR

Espesor refractario tapa anterior (m)	0,1
Espesor acero tapa anterior (m)	0,015

PERDIDAS POR CONVECCIÓN EXTERNA FORZADA DENTRO DE LA TAPA POSTERIOR

Entalpia de convección externa forzada	
h gases (W/m ² *°C)	8,3201
R gases (°C/W)	0,097332
Q gases (W)	1037,6905

PERDIDAS POR CONDUCCIÓN EN LA TAPA POSTERIOR

R conducción (°C/W)	0,072659
Q conducción (W)	7456,7732

PERDIDAS POR CONVECCIÓN NATURAL EN LA TAPA POSTERIOR

Tf (°C)	75,5				
TABLA DE PROPIEDADES DEL AIRE					
75,5000	β (1/°C)	k (W/m*°C)	μ (kg/m*s)	ρ (kg/m ³)	Pr
	0,00251	0,0292	0,0000208	1,0123	0,716435
TRANSFERENCIA DE CALOR (J.P. HOLMAN) OCTAVA EDICIÓN					

Ra	2,1137E+09
Nu	146,8336

Entalpia de convección natural	
h aire (W/m ² *°C)	3,2988
R aire (°C/W)	0,228386
Q aire (W)	442,234006

PERDIDA DE CALOR POR RADIACIÓN

Qradiación (W)	1,4878E+02
----------------	------------

PERDIDA DE CALOR TOTAL

Qperdido tapa posterior (W)	9085,4758
-----------------------------	-----------

PERDIDA DE CALOR TOTAL

Calor perdido en domo y tapas (W)	72526,4144
-----------------------------------	------------

ANALISIS PERD. CALOR EN EL TANQUE DE CONDENSADO

DATOS	
Dexttanq (m)	1,108
Ltan (m)	2,4
Espesor acero tanq (m)	0,004
Espesor aislante tanq (m)	0
Espesor latón tanque (m)	0
Emisividad	0,75
kacero (W/m*°C)	52,12
kaislante (W/m*°C)	0

klatón (W/m*°C)	0
Tambiente (°C)	25
Tcond (°C)	88
Tpromedio medida sup tanq (°C)	85

pi	3,1416
g (m/s^2)	9,81
Cte. Stefan Boltzman (W/m^2*K^4)	5,67E-08
Dexterior del aislante (m)	1,10800
Dinterior del aislante (m)	1,108
Dinterior tanq (m)	1,1
Sinterior (m^2)	8,2938
Sexterior (m^2)	8,3541
Ainterior (m^2)	0,9503
Aexterior (m^2)	0,9642

PERDIDAS POR CONVECCIÓN NATURAL EN EL EXTERIOR DEL TANQUE

Tf (°C)	55				
TABLA DE PROPIEDADES DEL AIRE					
55,0000	β (1/°C)	k (W/m*°C)	μ (kg/m*s)	ρ (kg/m^3)	Pr
	0,00312	0,0277	0,0000199	1,0755	0,7215
TRANSFERENCIA DE CALOR (J.P. HOLMAN) OCTAVA EDICIÓN					

Ra	5,2748E+09
Nu	196,5923

Entalpia de convección natural	
h aire (W/m^2*°C)	4,9175

R aire (°C/W)	0,210906
Q aire (W)	284,4869

PERDIDA DE CALOR POR RADIACIÓN

Qradiación (W)	3,0339E+03
----------------	------------

PERDIDA DE CALOR TOTAL

Qperdido tanque (W)	3318,3499
---------------------	-----------

ANALISIS PERD. CALOR EN TRAMPAS DE VAPOR EN MAL ESTADO

DATOS	
Diametro de la línea de vapor (pulg)	0,5
Presión del vapor en la línea, (bar)	4
Temperatura del vapor en la línea (°C)	170
Vapor que se fuga, Wvf (Kg/s)	9,34066E-05
Calor perdido, Qvf KJ/s	0,028185768
tiempo operación (s)	39600
entalpia del vapor hvf	2738,6
entalpia del agua de alimentación haa	2436,84646
Entalpia vapor línea Δhv (KJ/Kg)	301,7535404
masa de vapor perdido/día (Kg)	3,698900797
calor perdido, q(W)	28,18576796

RESUMEN DE RESULTADOS

dia.linea (mm)	Presión bar	N°trampas	q perdido (W)	q perdido (W)
63,5	4	2	704,64	1409,28
50,8	4	1	704,64	704,64
38,1	4	1	28,19	28,19
12,7	4	3	84,56	253,67
			0	0
			0	0
			0	0
			0	0
Q perdido (W)				1522,023072

ANALISIS PERD.CALOR EN FUGAS

DATOS		N° fugas	d.fuga (mm)	Presión (bar)	Q p.fuga (W)	Qperdido (W)
diametro de la fuga (mm)	2,38					
Presión del vapor en la línea, (bar)	4					
Vapor que se fuga, Wvf (Kg/h)	6,94	3	1,59	4	257,49	772,47
Calor perdido, Qf KJ/s	0,58171377	5	0,79	4	64,73	323,65
tiempo operación (h)	11	2	2,38	4	581,71	1163,42
entalpia del vapor hvf	2738,6					
entalpia del agua de alimentación haa	2436,84646					
Entalpia vapor línea Δhv (KJ/Kg)	301,7535404					
masa de vapor perdido/día	76,34					
calor perdido, q(W)	581,7137696	Qttotal perdido fugas			2259,54	

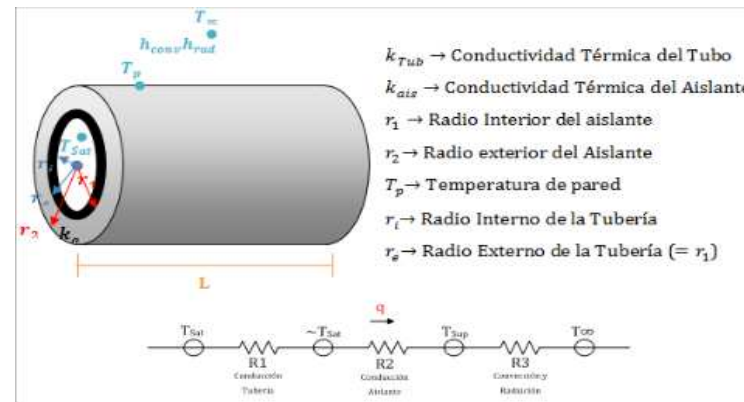
Flujo de vapor fugado [kg/h]										
Diámetro de la fuga [mm]	Presión de vapor [bar]									
	1,0	1,8	3,5	5,3	7,0	8,8	10,5	14,0	17,5	21,0
0,79	0,32	0,43	0,70	0,96	1,23	1,50	1,77	2,32	2,86	3,36
1,59	1,27	1,73	2,77	3,86	4,91	6,00	7,09	9,23	11,41	13,55
2,38	2,86	3,84	6,27	8,68	11,09	13,50	15,95	20,77	25,64	30,45
3,18	5,09	6,82	11,14	15,45	19,73	24,05	28,36	36,95	45,45	54,09
3,97	8,00	10,68	17,41	24,14	30,86	37,59	44,27	57,73	70,91	84,55
4,76	11,50	15,36	25,05	34,73	44,41	54,09	63,64	83,18	102,73	121,82
5,56	15,64	20,91	34,09	47,27	60,45	73,64	86,82	113,18	139,55	165,91
6,35	20,45	27,32	44,55	61,82	78,64	96,36	113,64	147,73	182,27	216,82
7,14	25,86	34,59	56,36	78,18	100,00	121,82	143,64	187,27	230,45	274,09
7,94	31,95	42,73	69,55	96,36	123,64	150,45	177,27	230,91	285,00	338,64

(Spirax Sarco, 2000, p. 57)

ANÁLISIS PERD. CALOR EN LÍNEAS DE VAPOR Y CONDENSADO

diametro nominal tubería (mm)	12,7
espesor tubería (mm)	4
espesor aislante (mm)	25,4
longitud tubería (m) aislada	102,8
longitud tubería (m) desnuda	288
temperatura superficie aislada (°C)	128,15
temperatura superficie desnuda (°C)	213,5
temperatura operación (°C)	170
temperatura ambiente (°C)	25
Kacero (W/m°C)	52,12
kais (W/m°C)	0,038
ξ tubería acero al carbono +aislamiento	0,03
ξ tubería acero al carbono s/aislamiento	0,75
Tfilm (°C) aislada	76,575
tfilm (°C) desnuda	119,25
A (m²) aislado	23,0907709
A (m²) desnudo	18,72846179

ri (m)	0,00635
r1 (m)	0,01035
r2 (m)	0,03575



RESISTENCIA TERMICA POR CONDUCCIÓN DE LA TUBERÍA

R1 (m ² K/W) aislada	0,000335092
R1 (m ² K/W) desnuda	0,13306061

RESISTENCIA TÉRMICA POR CONDUCCIÓN DEL AISLANTE

R2 (m ² K/W) aislada	1,166168527
R2 (m ² K/W) desnuda	0

COEFICIENTE DE RADIACIÓN

hr tubería aislada	0,296986876
hr tubería desnuda	10,85850203

propiedades térmicas del aire a Tfilm
aislado

v	α	k	Pr	β
(m ² /s)	(m ³ /s)	(W/m ² C)		(1/K)
1,81E-05	2,58E-05	0,0279	0,704	0,00286062

propiedades térmicas del aire a Tfilm
desnudo

v	α	k	Pr	β
(m ² /s)	(m ³ /s)	(W/m ² C)		(1/K)
1,81E-05	2,58E-05	0,0279	0,704	0,003663

AISLADO

Ra	2,26E+06
Nu	18,30929436
hc	7,144465912

DESNUDO

Ra	1,29E+05
Nu	8,299124691
hc	11,18577676

RESISTENCIA TÉRMICA POR CONVECCIÓN Y RADIACIÓN

R3 (m ² K/W) aislado	0,134382362
R3 (m ² K/W) desnudo	0,045363244

COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR

hs (W/m ² K) aislado	0,768706877
hs (W/m ² K) desnudo	5,604631775

PERDIDA DE CALOR

Q (W) aislado	2573,754986
Q (W) desnudo	15220,08914

TABLA RESUMEN DE RESULTADOS

Nota: Ingresar las perdidas por diámetro de tubería calculado

TUBERIA AISLADA

DIAMETRO	LONGITUD	E.aislante	Tsup aisl	PERDIDAS
D (mm)	(m)	(mm)	°C	Q (W)
63,5	44	38,1	54,5	1665,38
50,8	110	38,1	60,5	3874,25
38,1	120	25,4	38,6	4327,37
12,7	40	25,4	39,8	842,34
Qtotal (W)				10709,34

TUBERIA desnuda

DIAMETRO	LONGITUD	E.aislante	Tsup.desnud	PERDIDAS
D (mm)	(m)	(mm)	°C	Q (W)
63,5	2	0	155,7	535,22
50,8	4	0	107,3	795,75
38,1	45	0	147,8	7487,05
12,7	10	0	149,7	668,07
Qtotal (W)				9486,09

Qtotal(W)	20195,43
TUBERIAS	

ANALISIS PERD.CALOR EN ACCESORIOS

DATOS

diametro interior de la tubería (mm)	12,7
n° de accesorios	40
longitud equivalente por accesorio	7,2
longitud total	288

NATURALEZA DEL AISLAMIENTO	DIÁMETRO INTERIOR DE LA TUBERÍA, mm	LONGITUD EQUIVALENTE DE LA TUBERÍA EN METROS PARA UNA TEMPERATURA DE:	
		100 °C	400 °C
Totalmente desnudo	100 500	6 9	16 26
1/4 desnudo 3/4 aislado	100	2,5	5
1/4 desnudo 3/4 aislado	500	3	7,5
1/3 desnudo 2/3 aislado	100	3	6
1/3 desnudo 2/3 aislado	500	4	10

* Ingresar datos en análisis de pérdidas de calor en líneas de vapor desnudas

DIAMETRO	temp.sup	n°accesorios	l.eqxacc	l.total	Q
D (mm)	°C		(m)	(m)	(W)
63,5	153,65	16	2,86	45,76	2251,29
50,8	91,95	38	2,36	89,68	4236,58
38,1	124,25	26	2,74	71,24	2289,22
12,7	128,15	40	2,57	102,8	2573,75
Qtotale (W)					11350,84

PERDIDA DEBIDA AL AGUA DEL COMBUSTIBLE

% humedad por kg de diesel quemado	0,13
T de gases que salen de la caldera (°C)	220
T aire y combustible entrante (°C)	25
Pérdida debida ala humedad (kcal/kg)	82,6605
Pérdida debida ala humedad (W)	2,3945

PERDIDA POR HUMEDAD EN EL AIRE DE COMBUSTION

% humedad por kg de diesel quemado	0,4
T de gases que salen de la caldera (°C)	220
T aire y combustible entrante (°C)	25
Pérdida debida ala humedad (kcal/kg)	12,88
Pérdida debida a la humedad (W)	23,3277

Peso de combustible quemado	6435,18
Peso de cenizas	0
% carbono en cenizas del análisis final	0,12
% de carbono del análisis final:	0
Calor específico del combustible (kJ/kg*°C)	2,2
Peso de aire seco por kg de comb.	4,1024E-05
Gases secos en la chimenea	0,0008563

PERDIDA POR LOS GASES SECOS DE LA CHIMENEA

Perdidas por los gases de la chimenea (W)	0,0106
---	--------

PERDIDA HIDROGENO EN EL COMBUSTIBLE

Pérdida por hidrógeno en comb (W)	0
-----------------------------------	---

PERDIDA COMBUSTIBLES INQUEMADOS

Pérdida combustibles inquemados (W)	0,0297592
-------------------------------------	-----------

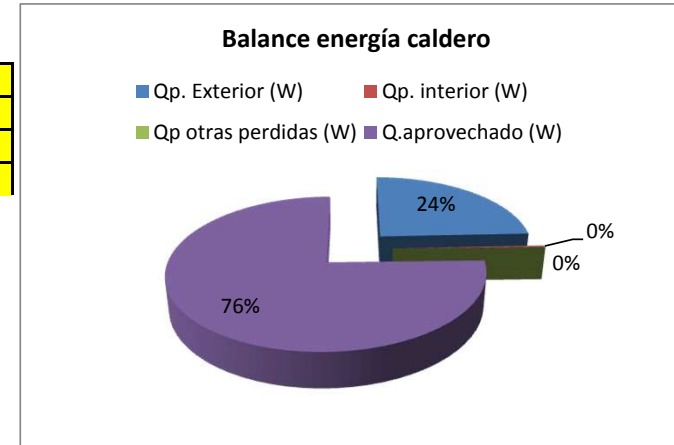
PERDIDA COMBUSTIBLES INQUEMADOS

Cantidad de purgas	2
Tiempo de purgado (s)	30
Diámetro de purga (m)	0,0337
Longitud	4
ρ vapor (kg/m ³)	4,119
Área de la tubería (m ²)	0,00089
Volumen (m ³)	0,0035679
Cp vapor (kJ/kg*K)	2,49
Masa de purgas (kg/s)	0,01470
Masico perdida por purga (kg)	0,0004899
Calor perdido (W)	0,1769

EFICIENCIA DEL CALDERO

Eficiencia del caldero (%)	75,3808
----------------------------	---------

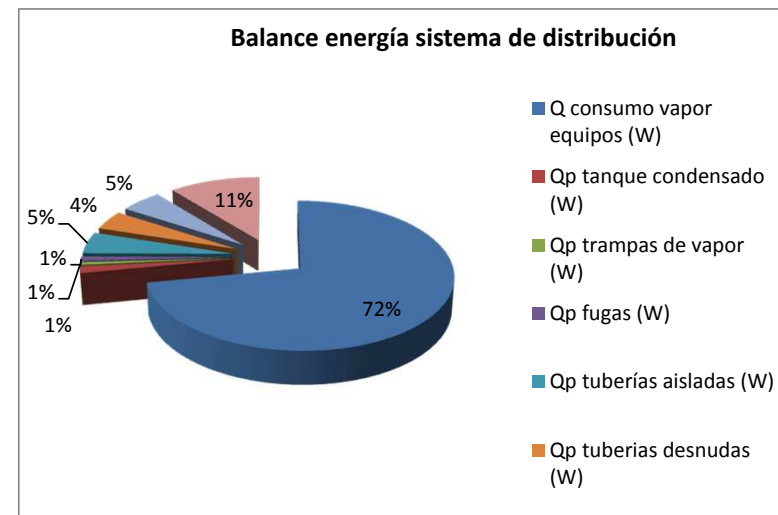
Q ENTRADA combustible (W)	298200,1383	100%	
Qp. Exterior (W)	72526,4144	24,32%	(-)
Qp. interior (W)	862,1268	0,29%	(-)
Qp otras perdidas (W)	25,9097	0,01%	(-)
Q. aprovechado (W)	224785,6875	75,38%	



EFICIENCIA DEL SISTEMA DE DISTRIBUCIÓN

Qentrada vapor a la línea (W)	224785,6577	100%
Q consumo vapor equipos (W)	161819,7000	71,99%
Qp tanque condensado (W)	3318,34992	1,48%
Qp trampas de vapor (W)	1522,02307	0,68%
Qp fugas (W)	2259,54	1,01%
Qp tuberías aisladas (W)	10709,34	4,76%
Qp tuberías desnudas (W)	9486,09	4,22%
Qp accesorios (W)	11350,84	5,05%
Qp ganado (W)	24319,7747	10,82%

Eficiencia distribución	82,81%
-------------------------	--------

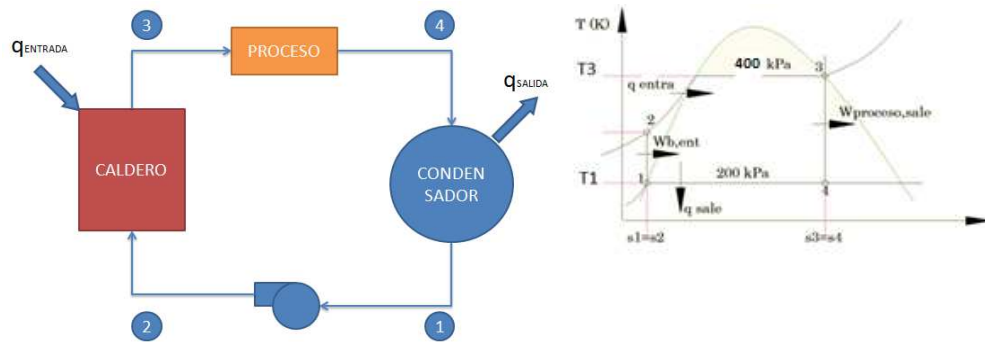


EFICIENCIA DEL SISTEMA DE TERMICO

Eficiencia sistema térmico	62,42%
----------------------------	--------

**ANEXO 3 BALANCE SISTEMA TERMICO CON CALIBRACIÓN DE
COMBUSTIÓN, AISLAMIENTO TERMICO Y REDUCCIÓN DE FUGAS**

ANÁLISIS CICLO TÉRMICO RANKINE IDEAL



* Ingresar solo los valores de las celdas en blanco, el resto se calcula por si solo

ESTADO 1			
P1 (kPa)	200	h1 (kJ/kg)	504,71
T1 (°C)	88	v1 (m ³ /kg)	0,001061
P2 (kPa)	400	s1 (kJ/kg*K)	1,5302
Líqu. Sat.		Wb,ent (kJ/kg)	0,2122
s1 = s2		$Wb, ent = v_1 * (P_2 - P_1)$	

ESTADO 2			
P2 (kPa)	400	h2 (kJ/kg)	504,9222
T2 (°C)	120,21		
Líqu. Sat.			
s1 = s2		$h_2 = h_1 + Wb, ent$	

ESTADO 3			
P3 (kPa)	400	h3 (kJ/kg)	2738,6
T3 (°C)	143,63	s3 (kJ/kg*K)	6,8959
Vap. Sat.			
s3 = s4			

ESTADO 4			
P4 (kPa)	---	X4	0,9039
T4 (°C)	85	h4 (kJ/kg)	2436,84646
P2 (kPa)	400		
sf @ T1 (kJ/kg*K)	1,169		
sfg @ T1 (kJ/kg*K)	6,336		
hf @ T1 (kJ/kg)	368,51		
hfg @ T1 (kJ/kg)	2288,32		
Mezcla Sat.			
s3 = s4		$h_4 = h_{f@200\text{kPa}} + X_4 * h_{fg@200\text{kPa}}$	
		$X_4 = \frac{s_3 - s_{f@200\text{kPa}}}{s_{fg@200\text{kPa}}}$	

qentrada (kJ/kg)	2233,6778	$q_{entrada} = h_3 - h_2$
-------------------------	------------------	---------------------------

qsalida (kJ/kg)	1932,1365	$q_{salida} = h_4 - h_1$
------------------------	------------------	--------------------------

CÁLCULO EFICIENCIA TÉRMICA DEL CICLO

Eficiencia ciclo (%)	13,4998
-----------------------------	----------------

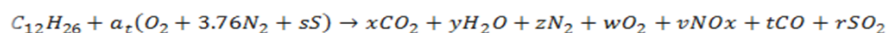
ANALISIS DE GASES DE LA CHIMENEA

Nota: Solo llenar los valores en blanco, el resto se calculan por sí solos...

DATOS	
Presión combustible. (kPa)	79,5
Temp. comb. (°C)	25
Presión aire (atm)	79,5
Temp. del aire (°C)	25
Temp. del amb. (°C)	25
Temp. Gases comb (°C)	220
Consumo comb por día (G)	96,66
% de comb que usa	90
t de uso al día (h)	11
Caudal (GPH)	7,9085
Densidad (kg/m ³)	832
Cp comb.(kJ/kg)	43100
Ru (kJ/kmol*K)	8,31447
P. max Vpr (kPa)	1000
Pot.máxima (BHP)	250

e.combustión

ANALISIS DE GASES



CANTIDADES DE COMP. SEGUN ANALISIS DE GASES		
Elemento	Valor Real	Resultado
CO2 (Producto)	x	11,5895
H2O (Producto)	y	13,0000
NOX (Producto)	0,0069	0,0069
CO (Producto)	0,4105	0,4105
SO2 (Producto)	0,2130	0,2130
C (Combustible)	12,0000	12,0000
H2 (Combustible)	13,0000	13,0000
O2 (Producto)	5,0500	5,0500
N2 (Producto)	z	88,5868
S (Combustible)	s	0,2130
At (Combustión)	at	23,5612

RELACIÓN AIRE-COMBUSTIBLE

RELACION AIRE COMBUSTIBLE		
Variables	Valores	Unidades
Cant. at	23,5612	kmol
Cant. S	0,2130	kmol
Peso atómico S	32,0000	kg/kmol
Peso atómico aire	29,0000	kg/kmol
Peso atómico H	2,0000	kg/kmol
Cant. H	13,0000	kmol
Peso atómico C	12,0000	kg/kmol
Cant. C	12,0000	kmol
Rel. A/C	10,0000	kair/kgcomb

TEMPERATURA DE ROCÍO

PUNTO DE ROCÍO		
Componentes	Valores	Unidades
N vapor	13,0000	kmol
N CO2	11,5895	kmol
N H2O	13,0000	kmol
N N2	88,5868	kmol
N O2	5,0500	kmol
NOX	0,0069	kmol
CO	0,4105	kmol
SO2	0,2130	kmol
Pres. Rocío	8,6953	kPa

Nota: Cambio de temperatura basándonos en la presión calculada

Tabla A5 Term. Cengel 5 Edición	
Presión	8,6953
Temp. rocío	40,1797

TEMPERATURA DE LLAMA ADIABÁTICA

Tablas de entalpías Termodinámica Cengel 5 Edición				
Sustancia	h ^f	h(298K)	h _(Tingreso)	h(Tsalida)
	(kJ/kmol)	(kJ/kmol)	(kJ/kmol)	(kJ/kmol)
C12H12	-291010	0	0	0
O2	0	8682	8682	A
N2	0	8669	8669	B
H2O	-241820	9904	0	C
CO2	-393520	9364	0	D
CO	-110530	8669	0	E

Sum. Reactantes		
-291010		
Productos	Val.*h	Val. Prod.
hCO2	-4669232,1757	11,5895
hH2O	-3272412,0000	13,0000
hN2	-767959,2830	88,5868
hO2	-43844,1000	5,0500
hCO	-48928,8055	0,4105
Sumatoria	8511366,3642	

Buscar h (Tablas)	71743,0322
-------------------	-------------------

Productos	Entalpías > h	Temp. (K)
TCO2	71078	1500
TH2O	71523	1780
TN2	70226	2150
TO2	71668	2100
TCO	70864	2150

Analizar temp. prom.dos val. más altos	
Temperatura Promedio	2150

Primera Iteracion		
Productos	Temp. (°C)	Entalpias
hCO ₂ (kJ/kmol)	2150	109898
hH ₂ O (kJ/kmol)	2150	90330
hN ₂ (kJ/kmol)	2150	70226
hO ₂ (kJ/kmol)	2150	73573
hCO (kJ/kmol)	2150	70864

Comprobación ENTALPIAS		
9069686,1327	=	8511366,3642
ERROR INTERACION		-558319,7684

SI ES (-) BUSCAR UNA MENOR

Segunda Iteracion		
Productos	Temp. (°C)	Entalpias
hCO ₂ (kJ/kmol)	2000	100804
hH ₂ O (kJ/kmol)	2000	82593
hN ₂ (kJ/kmol)	2000	64810
hO ₂ (kJ/kmol)	2000	67881
hCO (kJ/kmol)	2000	65408

Comprobación ENTALPIAS		
8352939,5540	=	8511366,3642
ERROR INTERACION		158426,8102

h (kJ/kmol)	T (K)
Interpolación	
8352939,5540	2000
8511366,3642	2033,1554
9069686,1327	2150

Temperatura de llama adiabatica (°C)	
	1760,1554

CALOR DE SALIDA

ANALISIS DE CALOR DE SALIDA				
Sustancia	h_f	$h(298\text{ K})$	$h_{(Tingreso)} \text{ productos}$	$h_{(Tsalida)} \text{ productos}$
	(kJ/kmol)	(kJ/kmol)	(kJ/kmol)	(kJ/kmol)
C ₁₂ H ₂₆	-291010	0	0	0
O ₂	0	8682	8682	67881
N ₂	0	8669	8669	66612
H ₂ O	-241820	9904	9904	82593
CO ₂	-393520	9364	9364	100804
CO	-110530	0	0	65408

Q salida (-)	-4765,1198	(Kj /Kmol)Combustible
--------------	------------	-----------------------

Q salida (-)	-26,9494	(Kj /Kg)Combustible
--------------	----------	---------------------

FLUJO MEZCLA AIRE-COMBUSTIBLE

Flujo másico Gases	0,4326	kg/s
Flujo másico Comb	0,0069	kg/s
Flujo másico Aire	0,0692	Kg/s

CALOR PRODUCIDO POR EL DIESEL

Q diesel	298,2001	KW
-----------------	-----------------	-----------

EXERGÍA

Sustancia	Ni	Si(T, 1atm)	Ni*Si
C12H26	1,0000	622,83	622,8300
O2	23,5612	205,04	4830,9977
N2	88,5903	191,61	16974,7838
S_{reactivos}			22428,6115

Sustancia	Ni	Si(T, 1atm)	Ni*Si
O2	5,0500	205,04	1.035,4520
N2	88,5868	191,61	16.974,1237
CO2	11,5895	213,8	2.477,8394
H2O	13,0000	188,83	2.454,7900
CO	0,4105	197,65	81,1314
S_{productos}			23.023,3364

S generada	594,7250	KJ/kmol*K
-------------------	-----------------	------------------

S punto gen.	0,0233	KJ/s*K
---------------------	---------------	---------------

X punto	6,9349	kW
W reversible	6,9349	kW
Pot. Max.	186,4000	kW
Caudal max vapor	0,1864	m3/s

ANALISIS PERD. CALOR EN INTERIOR DEL CALDERO

ANALISIS PRIMERA FASE DEL CALDERO (HOGAR DEL CALDERO)

Nota: Solo llenar los valores en blanco, el resto se calculan por sí solos...

DATOS	
Di (m)	0,46
De (m)	0,482
L (m)	1,7
Tent gases (°C)	1760,1554
Tsalida gases (°C)	220
Tambiente (°C)	25
Tentrada agua (°C)	88
Tvapor salida (°C)	170
Flujo másico gases (kg/s)	0,4326
h _{sed int} (W/m ² *°C)	0,009
h _{sed ext} (W/m ² *°C)	0,002
kacero (W/m*°C)	52,12
Qentrada (W)	2,9820E+05

CONVECCIÓN EXTERNA FORZADA EN EL INTERIOR DEL HOGAR

Sustancia	n
O ₂	5,05
N ₂	88,5868362
H ₂ O	13
CO ₂	11,58952
CO	0,41048
N	118,6368362

pi	3,1416
g (m/s ²)	9,8
Sinterior (m ²)	2,4567
Sexterior (m ²)	2,5742
Ainterior (m ²)	0,1662
Aexterior (m ²)	0,1825
Tf = ΔTln (°C)	585,8904

O ₂				
Tinf (°C)	k (W/m*°C)	ρ (kg/m ³)	v (m ² /s)	Pr
500	0,06148	0,5044	8,16E-05	0,701
Tsup (°C)	k (W/m*°C)	ρ (kg/m ³)	v (m ² /s)	Pr
1000	0,09198	0,3063	1,87E-04	0,6986
N ₂				
Tinf (°C)	k (W/m*°C)	ρ (kg/m ³)	v (m ² /s)	Pr
500	0,05358	0,4416	7,82E-05	0,7215
Tsup (°C)	k (W/m*°C)	ρ (kg/m ³)	v (m ² /s)	Pr
1000	0,07938	0,2681	1,71E-04	0,7022
H ₂ O				
Tinf (°C)	k (W/m*°C)	ρ (kg/m ³)	v (m ² /s)	Pr
500	0,06677	0,284	1,00E-04	0,9108
Tsup (°C)	k (W/m*°C)	ρ (kg/m ³)	v (m ² /s)	Pr
1000	0,13623	0,1725	2,76E-04	0,8639
CO ₂				

Tinf (°C)	k (W/m*°C)	ρ (kg/m ³)	v (m ² /s)	Pr
500	0,05293	0,6937	4,92E-05	0,746
Tsup (°C)	k (W/m*°C)	ρ (kg/m ³)	v (m ² /s)	Pr
1000	0,08491	0,4213	1,16E-04	0,7455
NO				
Tinf (°C)	k (W/m*°C)	ρ (kg/m ³)	v (m ² /s)	Pr
500	0,05412	0,4415	7,65E-05	0,7087
Tsup (°C)	k (W/m*°C)	ρ (kg/m ³)	1,70E-04	Pr
1000	0,07894	0,2681	1,16E-04	0,708

TABLA DE PROPIEDADES DEL PRODUCTO					
585,8904	O2	N2	H2O	CO2	CO
k (W/m*°C)	0,0667	0,0580	0,0787	0,0584	0,0584
ρ (kg/m ³)	0,4704	0,4118	0,2648	0,6469	0,4117
v (m ² /s)	0,0000997	0,0000942	0,0001304	0,0000607	8,33E-05
Pr	0,7006	0,7182	0,9027	0,7459	0,7086
TRANSFERENCIA DE CALOR (CENGEL) TERCERA EDICIÓN					

Caudal gases (m ³ /s)	0,9806
Velocidad gases (m/s)	5,9007

TABLA DE FACTORES CALCULADOS					
585,8904	O2	N2	H2O	CO2	CO
Re = (V*D)/v	27227,8050	28826,9187	20812,8438	44685,9369	32567,6156
Nu	94,3806	98,5806	86,9910	135,6170	105,8251
h=Nu*k/D (W/m ² *°C)	13,6891	12,4323	14,8834	17,2244	13,4314

COEFICIENTES DE Nu	Solo para base de datos...				
Nu (0.4-4)	25,5410	26,2427	25,4351	30,7125	27,1985
Nu (4-40)	41,2559	42,5226	40,4822	50,9797	44,3681
Nu (40-4000)	70,7333	73,2429	67,9127	90,9836	77,1807
Nu (4000-40000)	94,3806	98,5806	86,9910	130,8958	105,8251
Nu (40000-400000)	89,1326	94,0979	78,1284	135,6170	103,3442

Entalpia de convección forzada	
h1 (W/m ² *°C)	13,2260
R1 (°C/W)	0,030776

CONDUCCIÓN EN LA PARED DEL HOGAR

R2 (°C/W)	0,000084
-----------	----------

CONVECCIÓN NATURAL EN LA PARTE EXTERIOR DEL HOGAR

Tf (°C)	129
---------	-----

TABLA DE PROPIEDADES DEL AGUA					
129,0000	β (1/°C)	k (W/m*°C)	μ (kg/m*s)	ρ (kg/m ³)	Pr
	0,0008990	0,6840	0,0002180	936,8000	1,3575
TRANSFERENCIA DE CALOR (CENGEL) TERCERA EDICIÓN					

Ra	3,5860E+12
Nu	1780,8773

Entalpia de convección natural	
h3 (W/m ² *°C)	2527,2201
R3 (°C/W)	0,000154

R TOTAL (°C/W)	0,035454
Qsalida (W)	44850,9179
ΔQsistema (W)	253349,2204
Tsalida	1007,5336

ANALISIS SEGUNDA FASE DEL CALDERO (BANCO DE TUBOS)

Nota: Solo llenar los valores en blanco, el resto se calculan por sí solos...

DATOS	
Di (m)	0,0318
De (m)	0,0441
L (m)	1,7
#Tubos	26
Tent gases (°C)	1007,5336
Tsalida gases (°C)	220
Tambiente (°C)	25
Tentrada agua (°C)	88
Tvapor salida (°C)	170
Flujo másico gases (kg/s)	0,4326
h _{sed int} (W/m ² *°C)	0,009
h _{sed ext} (W/m ² *°C)	0,002
kacero (W/m*°C)	52,12
Qentrada (W)	4,4851E+04

CONVECCIÓN EXTERNA FORZADA EN EL INTERIOR DEL BANCO DE TUBOS

pi	3,1416
g (m/s ²)	9,81
Sinterior (m ²)	0,1698
Sexterior (m ²)	0,2355
Ainterior (m ²)	0,0008
Aexterior (m ²)	0,0015
Tf = ΔTln (°C)	381,8526

O2				
Tinf (°C)	k (W/m*°C)	ρ (kg/m ³)	v (m ² /s)	Pr
300	0,04751	0,6804	4,92E-05	0,703
Tsup (°C)	k (W/m*°C)	ρ (kg/m ³)	v (m ² /s)	Pr
400	0,05463	0,5793	6,46E-05	0,7023
N2				
Tinf (°C)	k (W/m*°C)	ρ (kg/m ³)	v (m ² /s)	Pr
300	0,04309	0,5956	4,78E-05	0,7078
Tsup (°C)	k (W/m*°C)	ρ (kg/m ³)	v (m ² /s)	Pr
400	0,04848	0,5072	6,24E-05	0,7153
H2O				
Tinf (°C)	k (W/m*°C)	ρ (kg/m ³)	v (m ² /s)	Pr
300	0,04345	0,3831	5,34E-05	0,9401
Tsup (°C)	k (W/m*°C)	ρ (kg/m ³)	v (m ² /s)	Pr
400	0,05467	0,3262	7,50E-05	0,924

CO2				
Tinf (°C)	k (W/m*°C)	ρ (kg/m ³)	v (m ² /s)	Pr
300	0,03814	0,9358	2,87E-05	0,745
Tsup (°C)	k (W/m*°C)	ρ (kg/m ³)	v (m ² /s)	Pr
400	0,04565	0,7968	3,84E-05	0,7458
CO				
Tinf (°C)	k (W/m*°C)	ρ (kg/m ³)	v (m ² /s)	Pr
300	0,04277	0,5956	4,72E-05	0,7134
Tsup (°C)	k (W/m*°C)	ρ (kg/m ³)	v (m ² /s)	Pr
400	0,0486	0,5071	6,14E-05	0,7111

TABLA DE PROPIEDADES DEL PRODUCTO					
381,8526	O2	N2	H2O	CO2	CO
k (W/m*°C)	0,0533	0,0475	0,0526	0,0443	0,0475
ρ (kg/m ³)	0,5976	0,5232	0,3365	0,8220	0,5232
v (m ² /s)	0,0000618	0,0000598	0,0000711	0,0000366	5,88E-05
Pr	0,7024	0,7139	0,9269	0,7457	0,7115
TRANSFERENCIA DE CALOR (CENGEL) TERCERA EDICIÓN					

Caudal gases (m ³ /s)	0,0292
Velocidad gases (m/s)	36,7611

TABLA DE FACTORES CALCULADOS					
381,8526	O2	N2	H2O	CO2	CO
Re = (V*D)/v	18905,1028	19557,6015	16450,0469	31897,4227	19883,0417
Nu	75,3963	77,4124	75,8862	106,2652	78,1175
h=Nu*K/D (W/m ² *°C)	8,7424	7,9940	8,6830	10,2308	8,0736

COEFICIENTES DE Nu	Solo para base de datos...				
Nu (0.4-4)	22,6639	23,0436	23,7436	27,4757	23,1432
Nu (4-40)	35,8813	36,5507	37,3041	44,7689	36,7420
Nu (40-4000)	59,7274	61,0090	61,4001	77,7470	61,4104
Nu (4000-40000)	75,3963	77,4124	75,8862	106,2652	78,1175
Nu (40000-400000)	66,5085	68,7216	65,2218	103,3712	69,5618

Entalpia de convección forzada	
h1 (W/m ² *°C)	8,3201
R1 (°C/W)	0,707691

CONDUCCIÓN EN LAS PAREDES DEL BANCO DE TUBOS

R2 (°C/W)	0,000587
-----------	-----------------

CONVECCIÓN NATURAL EN LA PARTE EXTERIOR DEL BANCO DE TUBOS

Tf (°C)	129
---------	------------

TABLA DE PROPIEDADES DEL AGUA					
129,0000	β (1/°C)	k (W/m*°C)	μ (kg/m*s)	ρ (kg/m ³)	Pr
	0,0008990	0,6840	0,0002180	936,8000	1,3575
TRANSFERENCIA DE CALOR (CENGEL) TERCERA EDICIÓN					

Ra	2,7466E+09
Nu	173,7988

Entalpia de convección natural	
h3 (W/m ² *°C)	2695,6543
R3 (°C/W)	0,001575

R TOTAL (°C/W)	0,771338
Qsalida (W)	1085,8193
ΔQsistema (W)	43765,0986
Tsalida	627,7999

ANALISIS TERCERA FASE DEL CALDERO (BANCO DE TUBOS)

Nota: Solo llenar los valores en blanco, el resto se calculan por sí solos...

DATOS	
Di (m)	0,0318
De (m)	0,0441
L (m)	2,3
#Tubos	20
Tent gases (°C)	627,7999
Tsalida gases (°C)	220
Tambiente (°C)	25
Tentrada agua (°C)	88
Tvapor salida (°C)	170
Flujo másico gases (kg/s)	0,4326
h _{sed int} (W/m ² *°C)	0,009
h _{sed ext} (W/m ² *°C)	0,002
kacero (W/m*°C)	52,12
Qentrada (W)	1,0858E+03

CONVECCIÓN EXTERNA FORZADA EN EL INTERIOR DEL BANCO DE TUBOS

pi	3,1416
g (m/s ²)	9,81
Sinterior (m ²)	0,2298
Sexterior (m ²)	0,3187
Ainterior (m ²)	0,0008
Aexterior (m ²)	0,0015
Tf = ΔTln (°C)	261,9749

O2				
Tinf (°C)	k (W/m*°C)	ρ (kg/m ³)	v (m ² /s)	Pr
200	0,04014	0,8242	3,55E-05	0,7025
Tsup (°C)	k (W/m*°C)	ρ (kg/m ³)	v (m ² /s)	Pr
300	0,04751	0,6804	4,92E-05	0,703
N2				
Tinf (°C)	k (W/m*°C)	ρ (kg/m ³)	v (m ² /s)	Pr
200	0,03727	0,7215	3,46E-05	0,7025
Tsup (°C)	k (W/m*°C)	ρ (kg/m ³)	v (m ² /s)	Pr
300	0,04309	0,5956	4,78E-05	0,7078
H2O				
Tinf (°C)	k (W/m*°C)	ρ (kg/m ³)	v (m ² /s)	Pr
200	0,03326	0,464	3,56E-05	0,9599
Tsup (°C)	k (W/m*°C)	ρ (kg/m ³)	v (m ² /s)	Pr
300	0,04345	0,3831	5,34E-05	0,9401

CO2				
Tinf (°C)	k (W/m*°C)	ρ (kg/m ³)	v (m ² /s)	Pr
200	0,03044	1,1336	2,01E-05	0,7442
Tsup (°C)	k (W/m*°C)	ρ (kg/m ³)	v (m ² /s)	Pr
300	0,03814	0,9358	2,87E-05	0,745
NO				
Tinf (°C)	k (W/m*°C)	ρ (kg/m ³)	v (m ² /s)	Pr
200	0,03656	0,7214	3,43E-05	0,7164
Tsup (°C)	k (W/m*°C)	ρ (kg/m ³)	1,70E-04	Pr
300	0,04277	0,5956	4,72E-05	0,7134

TABLA DE PROPIEDADES DEL PRODUCTO					
261,9749	O2	N2	H2O	CO2	CO
k (W/m*°C)	0,0447	0,0409	0,0396	0,0352	0,0404
ρ (kg/m ³)	0,7351	0,6435	0,4139	1,0110	0,6434
v (m ² /s)	0,0000440	0,0000428	0,0000466	0,0000254	4,23E-05
Pr	0,7028	0,7058	0,9476	0,7447	0,7145
TRANSFERENCIA DE CALOR (CENGEL) TERCERA EDICIÓN					

Caudal gases (m ³ /s)	0,0309
Velocidad gases (m/s)	38,8571

TABLA DE FACTORES CALCULADOS					
261,9749	O2	N2	H2O	CO2	CO
Re = (V*D)/v	28086,9449	28878,6383	26506,9275	48652,7445	29217,2756
Nu	96,3117	98,1186	102,6612	145,1481	99,2350
h=Nu*K/D (W/m ² *°C)	9,3606	8,7191	8,8323	11,1108	8,7173

COEFICIENTES DE Nu	Solo para base de datos...				
Nu (0.4-4)	25,8314	26,1062	27,9974	31,5695	26,3148
Nu (4-40)	41,7964	42,3056	45,1569	52,6479	42,6709
Nu (40-4000)	71,8406	72,8797	77,2536	94,6104	73,5785
Nu (4000-40000)	96,3117	98,1186	102,6612	137,8847	99,2350
Nu (40000-400000)	91,4863	93,6883	96,4675	145,1481	94,9612

Entalpia de convección forzada	
h1 (W/m ² *°C)	8,9924
R1 (°C/W)	0,483969

CONDUCCIÓN EN LAS PAREDES DEL BANCO DE TUBOS

R2 (°C/W)	0,000434
-----------	----------

CONVECCIÓN NATURAL EN LA PARTE EXTERIOR DEL BANCO DE TUBOS

Tf (°C)	129
---------	-----

TABLA DE PROPIEDADES DEL AGUA					
129,0000	β (1/°C)	k (W/m*°C)	μ (kg/m*s)	ρ (kg/m ³)	Pr
	0,0008990	0,6840	0,0002180	936,8000	1,3575
TRANSFERENCIA DE CALOR (CENGEL) TERCERA EDICIÓN					

Ra	2,7466E+09
Nu	173,7988

Entalpia de convección natural	
h3 (W/m ² *°C)	2695,6543
R3 (°C/W)	0,001164

R TOTAL (°C/W)	0,531012
Qsalida (W)	862,1268
ΔQsistema (W)	223,6926
Tsalida	116,8821

ANALISIS PERD. CALOR EN EXTERIOR DEL CALDERO

Nota: Solo llenar los valores en blanco, el resto se calculan por sí solos...

DATOS	
Dexterio del domo (m)	1,3
L (m)	2,3
Espesor acero (m)	0,011
Espesor aislante (m)	0,07
Espesor latón (m)	0,009
Emisividad	0,32
hsed agua (W/m ² *°C)	0,002
hsed gases (W/m ² *°C)	0,009
kacero (W/m*°C)	52,12
klatón (W/m*°C)	127,17
kaislante (W/m*°C)	0,038
krefractario (W/m*°C)	1,04
Tambiente (°C)	25
Tvapor salida (°C)	170
Tpromedio medida coraza (°C)	48
Tpromedio medida frente (°C)	86
Tpromedio medida atrás (°C)	126

pi	3,1416
g (m/s ²)	9,81
Cte. Stefan Boltzman (W/m ² *K ⁴)	5,67E-08
Dexterio del aislante (m)	1,28200
Dinterior del aislante (m)	1,142
Dinterior del domo (m)	1,12
Sinterior (m ²)	8,0927
Sexterior (m ²)	9,3934
Ainterior (m ²)	0,9852
Aexterior (m ²)	1,3273
Tf (°C)	990,0777014

ANALISIS DE LA PERDIDAS EN LA CORAZA

PERDIDAS POR CONVECCIÓN NATURAL EN EL INTERIOR DE LA CORAZA

Entalpia de convección natural	
h agua (W/m ² *°C)	2527,2201

R agua (°C/W)	0,002432
Q agua (W)	48526,2807

PERDIDAS POR CONDUCCIÓN EN LA CORAZA

R conducción (°C/W)	0,210614
Q conducción (W)	560,2675

PERDIDAS POR CONVECCIÓN NATURAL EN EL EXTERIOR DE LA CORAZA

Tf (°C)	36,5				
TABLA DE PROPIEDADES DEL AIRE					
36,5000	β (1/°C)	k (W/m*°C)	μ (kg/m*s)	ρ (kg/m ³)	Pr
	0,00312	0,0264	0,0000190	1,1396	0,72641
TRANSFERENCIA DE CALOR (J.P. HOLMAN) OCTAVA EDICIÓN					

Ra	4,0234E+09
----	------------

Nu	180,5135
----	----------

Entalpia de convección natural	
h aire (W/m ² *°C)	3,6604

R aire (°C/W)	0,205824
Q aire (W)	111,7462

PERDIDA DE CALOR POR RADIACIÓN

Qradiación (W)	4,6550E+02
----------------	------------

PERDIDA DE CALOR TOTAL

Qperdido coraza (W)	49663,7980
---------------------	------------

ANALISIS DE PERDIDAS EN LA TAPA DELANTERA

Espesor refractario tapa anterior (m)	0,1
Espesor acero tapa anterior (m)	0,015

PERDIDAS POR CONVECCIÓN EXTERNA FORZADA DENTRO DE LA TAPA DELANTERA

Entalpia de convección externa forzada	
h gases (W/m ² *°C)	8,3201

R gases (°C/W)	0,097332
Q gases (W)	626,7240

PERDIDAS POR CONDUCCIÓN EN LA TAPA DELANTERA

R conducción (°C/W)	0,072659
Q conducción (W)	12683,0345

PERDIDAS POR CONVECCIÓN NATURAL EN LA TAPA DELANTERA

Tf (°C)	55,5
---------	------

TABLA DE PROPIEDADES DEL AIRE					
55,5000	β (1/°C)	k (W/m*°C)	μ (kg/m*s)	ρ (kg/m ³)	Pr
	0,00279	0,0259	0,0000187	1,1640	0,7282

TRANSFERENCIA DE CALOR (J.P. HOLMAN) OCTAVA EDICIÓN

Ra	1,0300E+10
Nu	243,8412

Entalpia de convección natural	
h aire (W/m ² *°C)	4,8543

R aire (°C/W)	0,155201
Q aire (W)	393,037886

PERDIDA DE CALOR POR RADIACIÓN

Qradiación (W)	7,4344E+01
----------------	------------

PERDIDA DE CALOR TOTAL

Qperdido tapa delantera (W)	13777,1407
-----------------------------	------------

ANALISIS DE PERDIDAS EN LA TAPA POSTERIOR

Espesor refractario tapa anterior (m)	0,1
Espesor acero tapa anterior (m)	0,015

PERDIDAS POR CONVECCIÓN EXTERNA FORZADA DENTRO DE LA TAPA POSTERIOR

Entalpia de convección externa forzada	
h gases (W/m ² *°C)	8,3201

R gases (°C/W)	0,097332
Q gases (W)	1037,6905

PERDIDAS POR CONDUCCIÓN EN LA TAPA POSTERIOR

R conducción (°C/W)	0,072659
Q conducción (W)	7456,7732

PERDIDAS POR CONVECCIÓN NATURAL EN LA TAPA POSTERIOR

Tf (°C)	75,5				
TABLA DE PROPIEDADES DEL AIRE					
75,5000	β (1/°C)	k (W/m*°C)	μ (kg/m*s)	ρ (kg/m ³)	Pr
	0,00251	0,0292	0,0000208	1,0123	0,716435
TRANSFERENCIA DE CALOR (J.P. HOLMAN) OCTAVA EDICIÓN					

Ra	2,1137E+09
Nu	146,8336

Entalpia de convección natural	
h aire (W/m ² *°C)	3,2988

R aire (°C/W)	0,228386
Q aire (W)	442,234006

PERDIDA DE CALOR POR RADIACIÓN

Qradiación (W)	1,4878E+02
----------------	------------

PERDIDA DE CALOR TOTAL

Qperdido tapa posterior (W)	9085,4758
-----------------------------	-----------

PERDIDA DE CALOR TOTAL

Calor perdido en domo y tapas (W)	72526,4144
-----------------------------------	------------

ANALISIS PERD. CALOR EN EL TANQUE DE CONDENSADO

Nota: Solo llenar los valores en blanco, el resto se calculan por sí solos...

DATOS	
Dexttanq (m)	1,108
Ltan (m)	2,4
Espesor aislante tanq (m)	0,0254
kacero (W/m*°C)	52,12
kaislante (W/m*°C)	0,031
Tambiente (°C)	25
Tcond (°C)	88
Coefficiente de forma C	1,79
Top (°C)	88
tsup	32,59
Ta (°C)	25
V (m/h)	3000
Emss	0,32
Area de transferencia (m ²)	10,56321492

C: Coeficiente de forma, 1.79 para superficies planas y 1.016 para tuberías adimensional.

Esp: Espesor del material aislante, m

T_{Op}: Temperatura de operación, K

t_{sup}: Temperatura supuesta de la superficie del termoaislante, K

t_a: Temperatura ambiente, K

k_{ais}: Conductividad térmica del termoaislante, W/(m K)

V: Velocidad del viento, m/h

E_{mss}: Emisividad de la superficie aislada, adimensional

d_o: Diámetro exterior del equipo o tubería aislado, m

COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR POR CONVECCIÓN NATURAL Y FORZADA HACIA EL AMBIENTE

hc (W/m²K) aislado	8,900371374
--------------------------------------	--------------------

CALCULO DEL COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR POR RADIACIÓN

hR (W/m²K) aislado	0,000305442
--------------------------------------	--------------------

CALCULO COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR

hs (W/m²K) aislado	8,90067682
--------------------------------------	-------------------

CALCULO DEL FLUJO DE CALOR

q (W/m²)	67,61790786
----------------------------	--------------------

tsc	32,59694001
------------	--------------------

Qperdido tanque (W)	714,2624928
----------------------------	--------------------

ANALISIS PERD. CALOR EN TRAMPAS DE VAPOR EN MAL ESTADO

DATOS	
Diametro de la linea de vapor (pulg)	0
Presión del vapor en la línea, (bar)	4
Temperatura del vapor en la línea (°C)	170
Vapor que se fuga, Wvf (Kg/s)	0
Calor perdido, Qvf KJ/s	0
tiempo operación (s)	39600
entalpia del vapor h _{vf}	2738,6
entalpia del agua de alimentación h _{aa}	2436,84646
Entalpia vapor linea Δh _v (KJ/Kg)	301,7535404
masa de vapor perdido/dia (Kg)	0
calor perdido, q(W)	0

RESUMEN DE RESULTADOS

dia.linea (mm)	Presión bar	N°trampas	q perdido (W)	q perdido (W)
			0	0
			0	0
			0	0
			0	0
Q perdido (W)				0

ANALISIS PERD.CALOR EN FUGAS

DATOS		N° fugas	d.fuga (mm)	Presión (bar)	Q p.fuga (W)	Qperdido (W)
diametro de la fuga (mm)	2,38					
Presión del vapor en la línea, (bar)	4					
Vapor que se fuga, Wvf (Kg/h)	6,94					
Calor perdido, Qf KJ/s	0,58171377					
tiempo operación (h)	11					
entalpia del vapor h _{vf}	2738,6					
entalpia del agua de alimentación h _{aa}	2436,84646					
Entalpia vapor linea Δh _v (KJ/Kg)	301,7535404					
masa de vapor perdido/dia	76,34					
calor perdido, q(W)	581,7137696	Qttotal perdido fugas			0	

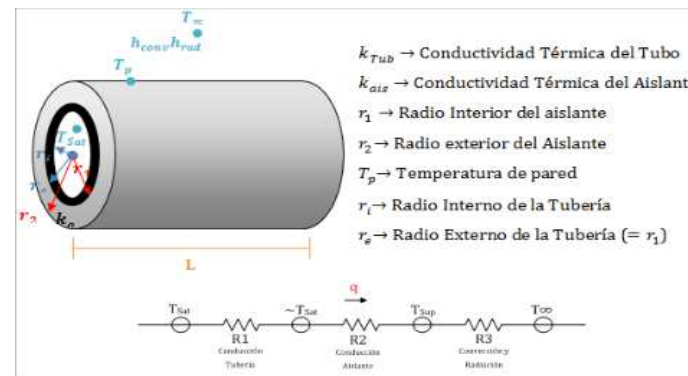
Diámetro de la fuga [mm]	Flujo de vapor fugado [kg/h]									
	Presión de vapor [bar]									
	1,0	1,8	3,5	5,3	7,0	8,8	10,5	14,0	17,5	21,0
0,79	0,32	0,43	0,70	0,96	1,23	1,50	1,77	2,32	2,86	3,36
1,59	1,27	1,73	2,77	3,86	4,91	6,00	7,09	9,23	11,41	13,55
2,38	2,86	3,84	6,27	8,68	11,09	13,50	15,95	20,77	25,64	30,45
3,18	5,09	6,82	11,14	15,45	19,73	24,05	28,36	36,95	45,45	54,09
3,97	8,00	10,68	17,41	24,14	30,86	37,59	44,27	57,73	70,91	84,55
4,76	11,50	15,36	25,05	34,73	44,41	54,09	63,64	83,18	102,73	121,82
5,56	15,64	20,91	34,09	47,27	60,45	73,64	86,82	113,18	139,55	165,91
6,35	20,45	27,32	44,55	61,82	78,64	96,36	113,64	147,73	182,27	216,82
7,14	25,86	34,59	56,36	78,18	100,00	121,82	143,64	187,27	230,45	274,09
7,94	31,95	42,73	69,55	96,36	123,64	150,45	177,27	230,91	285,00	338,64

(Spirax Sarco, 2000, p. 57)

ANÁLISIS PERD. CALOR EN LÍNEAS DE VAPOR Y CONDENSADO

diámetro nominal tubería (mm)	63,5
espesor tubería (mm)	2
espesor aislante (mm)	38,1
longitud tubería (m) aislada	44
longitud tubería (m) desnuda	2
temperatura superficie aislada (°C)	54,5
temperatura superficie desnuda (°C)	155,7
temperatura operación (°C)	170
temperatura ambiente (°C)	25
Kacero (W/m°C)	52,12
kais (W/m°C)	0,038
ξ tubería acero al carbono +aislamiento	0,03
ξ tubería acero al carbono s/aislamiento	0,75
Tfilm (°C) aislada	39,75
tfilm (°C) desnuda	90,35
A (m²) aislado	19,86317736
A (m²) desnudo	0,42410466

ri (m)	0,03175
r1 (m)	0,03375
r2 (m)	0,07185



RESISTENCIA TÉRMICA POR CONDUCCIÓN DE LA TUBERÍA

R1 (m ² K/W) aislada	8,42124E-05
R1 (m ² K/W) desnuda	0,054255516

RESISTENCIA TÉRMICA POR CONDUCCIÓN DEL AISLANTE

R2 (m ² K/W) aislada	1,428680895
R2 (m ² K/W) desnuda	0

COEFICIENTE DE RADIACIÓN

hr tubería aislada	0,208603303
hr tubería desnuda	8,423754896

propiedades térmicas del aire a Tfilm aislado	v	α	k	Pr	β
	(m ² /s)	(m ³ /s)	(W/m ² °C)		(1/K)
	1,81E-05	2,58E-05	0,0279	0,704	0,00319744

propiedades térmicas del aire a Tfilm desnudo	v	α	k	Pr	β
	(m ² /s)	(m ³ /s)	(W/m ² °C)		(1/K)
	1,81E-05	2,58E-05	0,0279	0,704	0,003663

AISLADO

Ra	5,87E+06
Nu	24,13439368
hc	4,68580086

DESNUDO

Ra	3,09E+06
Nu	20,02403475
hc	8,27660103

RESISTENCIA TÉRMICA POR CONVECCIÓN Y RADIACIÓN

R3 (m ² K/W) aislado	0,204314962
R3 (m ² K/W) desnudo	0,059878963

COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR

hs (W/m ² K) aislado	0,612339847
hs (W/m ² K) desnudo	8,761594277

PERDIDA DE CALOR

Q (W) aislado	1763,637173
Q (W) desnudo	538,7957795

TABLA RESUMEN DE RESULTADOS

Nota: Ingresar las perdidas por diámetro de tubería calculado

TUBERIA AISLADA

DIAMETRO	LONGITUD	E.aislante	Tsup aisl	PERDIDAS
D (mm)	(m)	(mm)	°C	Q (W)
63,5	44	38,1	54,5	1665,38
50,8	110	38,1	60,5	3874,25
38,1	120	25,4	38,6	4327,37
12,7	40	25,4	39,8	842,34
Qtotal (W)				10709,34

TUBERIA desnuda+aislamiento

DIAMETRO	LONGITUD	E.aislante	f.perdidas	PERDIDAS
D (mm)	(m)	(mm)	(W/m)	Q (W)
63,5	2	38,1	37,85	75,70
50,8	4	38,1	35,22	140,88
38,1	45	25,4	36,06	1622,76
12,7	10	25,4	21,06	210,59
Qtotal (W)				2049,93

Qtotal(W)	12759,27
TUBERIAS	

ANALISIS PERD.CALOR EN ACCESORIOS

DATOS

diametro interior de la tubería (mm)	12,7
n° de accesorios	40
longitud equivalente por accesorio	7,2
longitud total	288

NATURALEZA DEL AISLAMIENTO	DIÁMETRO INTERIOR DE LA TUBERÍA. mm	LONGITUD EQUIVALENTE DE LA TUBERÍA EN METROS PARA UNA TEMPERATURA DE:	
		100 °C	400 °C
Totamente desnudo	100	6	16
	500	9	26
1/4 desnudo 3/4 aislado	100	2,5	5
1/4 desnudo 3/4 aislado	500	3	7,5
1/3 desnudo 2/3 aislado	100	3	6
1/3 desnudo 2/3 aislado	500	4	10

* Ingresar datos en análisis de pérdidas de calor en líneas de vapor desnudas

DIÁMETRO	temp.sup	n°accesorios	l.eqxacc	l.total	Q
D (mm)	°C		(m)	(m)	(W)
63,5	153,65	16	2,86	45,76	2251,29
50,8	91,95	38	2,36	89,68	4236,58
38,1	124,25	26	2,74	71,24	2289,22
12,7	128,15	40	2,57	102,8	2573,75
Qttotal (W)					11350,84

PERDIDA DEBIDA AL AGUA DEL COMBUSTIBLE

% humedad por kg de diesel quemado	0,13
T de gases que salen de la caldera (°C)	220
T aire y combustible entrante (°C)	25
Pérdida debida ala humedad (kcal/kg)	82,6605
Pérdida debida ala humedad (W)	2,3945

PERDIDA POR HUMEDAD EN EL AIRE DE COMBUSTION

% humedad por kg de diesel quemado	0,4
T de gases que salen de la caldera (°C)	220
T aire y combustible entrante (°C)	25
Pérdida debida ala humedad (kcal/kg)	12,88
Pérdida debida a la humedad (W)	23,3277

Peso de combustible quemado	6435,18
Peso de cenizas	0
% carbono en cenizas del análisis final	0,12
% de carbono del análisis final:	0
Calor específico del combustible (kJ/kg*°C)	2,2
Peso de aire seco por kg de comb.	4,1024E-05
Gases secos en la chimenea	0,0008563

PERDIDA POR LOS GASES SECOS DE LA CHIMENEA

Perdidas por los gases de la chimenea (W)	0,0106
---	--------

PERDIDA HIDROGENO EN EL COMBUSTIBLE

Pérdida por hidrógeno en comb (W)	0
-----------------------------------	---

PERDIDA COMBUSTIBLES INQUEMADOS

Pérdida combustibles inquemados (W)	0,0297592
-------------------------------------	-----------

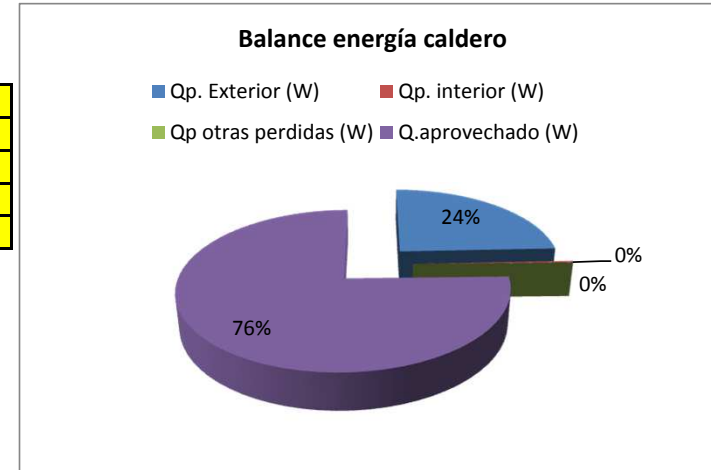
PERDIDA COMBUSTIBLES INQUEMADOS

Cantidad de purgas	2
Tiempo de purgado (s)	30
Diámetro de purga (m)	0,0337
Longitud	4
ρ vapor (kg/m ³)	4,119
Área de la tubería (m ²)	0,00089
Volumen (m ³)	0,0035679
Cp vapor (kJ/kg*K)	2,49
Masa de purgas (kg/s)	0,01470
Masico perdida por purga (kg)	0,0004899
Calor perdido (W)	0,1769

EFICIENCIA DEL CALDERO

Eficiencia del caldero (%) **75,3808**

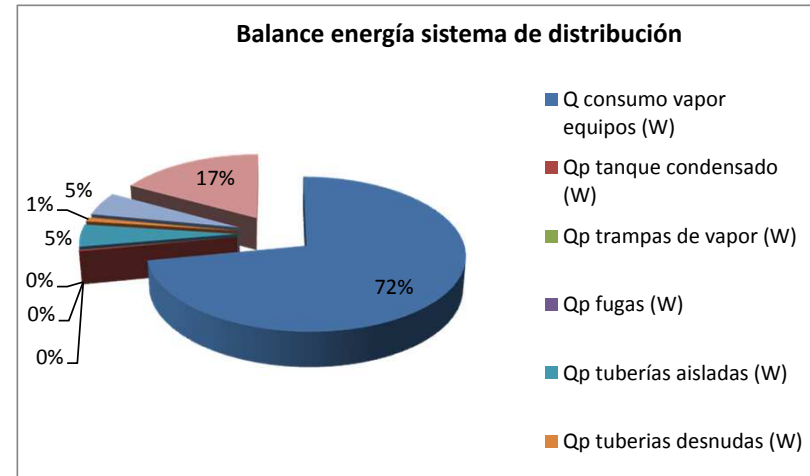
Q ENTRADA combustible (W)	298200,1383	100%	
Qp. Exterior (W)	72526,4144	24,32%	(-)
Qp. interior (W)	862,1268	0,29%	(-)
Qp otras perdidas (W)	25,9097	0,01%	(-)
Q. aprovechado (W)	224785,6875	75,38%	



EFICIENCIA DEL SISTEMA DE DISTRIBUCIÓN

Qentrada vapor a la línea (W)	224785,6577	100%
Q consumo vapor equipos (W)	161819,7000	71,99%
Qp tanque condensado (W)	714,262493	0,32%
Qp trampas de vapor (W)	0	0,00%
Qp fugas (W)	0	0,00%
Qp tuberías aisladas (W)	10709,34	4,76%
Qp tuberías desnudas (W)	2049,93	0,91%
Qp accesorios (W)	11350,84	5,05%
Qp ganado (W)	38141,5855	16,97%

Eficiencia distribución **88,96%**



EFICIENCIA DEL SISTEMA DE TERMICO

Eficiencia sistema térmico	67,06%
----------------------------	--------