



UNIVERSIDAD TÉCNICA DE COTOPAXI

DIRECCIÓN DE POSGRADOS

PROYECTO DE INVESTIGACIÓN Y DESARROLLO EN OPCIÓN AL
GRADO ACADÉMICO DE MAGISTER EN GESTIÓN DE ENERGÍAS

TEMA:

**“EVALUACIÓN DE PÉRDIDAS TÉRMICAS EN EL SISTEMA DE
GENERACIÓN Y DISTRIBUCIÓN DE VAPOR DEL HOSPITAL “DR.
JULIO ENRIQUE PAREDES” UNIDAD ONCOLÓGICA SOLCA
TUNGURAHUA, AÑO 2014. PROPUESTA PARA OPTIMIZACIÓN
DEL APROVECHAMIENTO ENERGÉTICO”**

Autor: Ing. Santiago Paúl Cabrera Anda

Tutor: PhD. Enrique Torres Tamayo

LATACUNGA – ECUADOR

Junio 2016



APROBACIÓN DEL TRIBUNAL DE GRADO

En calidad de Miembros del Tribunal de Grado aprueban el presente Informe de la Dirección de posgrados de la Universidad Técnica de Cotopaxi; por cuanto, el maestrante: CABRERA ANDA SANTIAGO PAUL, autor del Proyecto de investigación y desarrollo con el tema: “EVALUACIÓN DE PÉRDIDAS TÉRMICAS EN EL SISTEMA DE GENERACIÓN Y DISTRIBUCIÓN DE VAPOR DEL HOSPITAL “DR. JULIO ENRIQUE PAREDES” UNIDAD ONCOLÓGICA SOLCA TUNGURAHUA, AÑO 2014. PROPUESTA PARA OPTIMIZACIÓN DEL APROVECHAMIENTO ENERGÉTICO”, ha considerado las recomendaciones emitidas oportunamente y reúne los méritos suficientes para ser sometido al acto de Defensa del mencionado proyecto.

Por lo antes expuesto, se autoriza realizar los empastados correspondientes, según la normativa institucional.

Latacunga, junio 10 de 2016.

Para constancia firman:

.....
MSc. Ángel León
PRESIDENTE

.....
MSc. Edwin Moreano
MIEMBRO

.....
PhD. Héctor Laurencio
MIEMBRO

.....
PhD. Iliana González
OPONENTE

DIRECCIÓN DE POSGRADO



CERTIFICADO DE VALIDACIÓN DEL TUTOR

En calidad de Tutor del proyecto de investigación y desarrollo titulado: “EVALUACIÓN DE PÉRDIDAS TÉRMICAS EN EL SISTEMA DE GENERACIÓN Y DISTRIBUCIÓN DE VAPOR DEL HOSPITAL “DR. JULIO ENRIQUE PAREDES” UNIDAD ONCOLÓGICA SOLCA TUNGURAHUA, AÑO 2014. PROPUESTA PARA OPTIMIZACIÓN DEL APROVECHAMIENTO ENERGÉTICO” del posgraduado:

APELLIDOS: Cabrera Anda

NOMBRES: Santiago Paúl

PROGRAMA: Maestría en Gestión de energías

CERTIFICO:

Que: analizado el proyecto de investigación y desarrollo, presentado como requisito previo a la defensa del trabajo de titulación para optar por el grado de Magister en Gestión de Energías.

Revisado por: Enrique Torres

Cédula de ciudadanía N° E098888

Profesión: Ingeniero

Posgrado: PhD

Sugiero su aprobación y se permita continuar con el trámite de graduación.

Latacunga, abril 28 de 2016

PhD. Enrique Torres Tamayo

RESPONSABILIDAD POR LA AUTORÍA DEL PROYECTO

El contenido del presente proyecto de investigación y desarrollo, es original y de mi exclusiva responsabilidad.

Atentamente

.....

Santiago Paúl Cabrera Anda

180248779-1

AGRADECIMIENTO

Al personal administrativo de la Dirección de Posgrados de la Universidad Técnica de Cotopaxi, y todo el personal Docente que ha participado en el desarrollo de la Maestría en Gestión de Energías que he tenido el privilegio de cursarla.

Al distinguido docente Ing. PhD. Enrique Torres por su valiosa Tutoría durante las diversas etapas de este proyecto.

A todos los Directivos y otras Dignidades que muy acertadamente presiden el Hospital “Dr. Julio Enrique Paredes” Unidad Oncológica SOLCA Tungurahua, por la apertura y confianza brindadas.

Al Ing. Nelson Solís. Jefe de Mantenimiento del Hospital “Dr. Julio Enrique Paredes” Unidad Oncológica SOLCA Tungurahua, y su equipo técnico de trabajo por las experiencias compartidas y la colaboración prestada.

DEDICATORIA

Todo proyecto en la vida para llevarse a cabo requiere no solo de la dedicación y esfuerzo diario sino de la bendición y voluntad de Dios Todopoderoso, así como de la comprensión y apoyo constante de nuestros seres queridos.

Dedico este nuevo objetivo alcanzado a mis recordados Padres Laura y Daniel quienes descansan en la paz de Dios, a mis queridas hermanas y hermanos, y especialmente a mi adorada familia: mi esposa María Cristina y mis hijos: Christian Santiago y Laura Belén, principal motivación de mi existencia diaria y superación.

Índice general

Contenidos	Pág.
Índice general	vii
Lista de tablas	xi
Lista de figuras y gráficas	xiv
Resumen	xvi
Abstract	xvii
INTRODUCCIÓN	1
CAPÍTULO 1: MARCO CONTEXTUAL Y TEÓRICO	7
1.1 Caracterización detallada del objeto de investigación	7
1.1.1 Centro de consumo energético en hospitales	7
1.1.2 Centros de consumo térmico en el Hospital SOLCA	7
1.2 Marco Teórico de la Investigación	12
1.3 Fundamentación de la Investigación	14
1.4 Bases teóricas particulares de la Investigación	15
1.4.1 Funcionamiento de una caldera generadora de vapor	15
1.4.2 Pérdidas por radiación en calderas	15
1.4.3 Principios de Combustión	16
1.4.3.1 Proceso de la combustión	16
1.4.3.2 Sistemas en reacción analizados con primera ley	18
1.4.3.3 Temperatura de flama adiabática	18
1.4.4 Transferencia de calor en paredes de calderas y tuberías	19
1.4.4.1 Conducción	19
1.4.4.2 Convección	19
1.4.4.3 Radiación	20
1.4.5 Flujo másico y volumétrico	21
1.4.6 Pérdida de carga en accesorios de tubería	22
1.4.7 Pérdidas de calor sensible en los humos	23
1.4.8 Energía y Eficiencia energética	23
1.4.9 Eficiencia energética en procesos termodinámicos	23
1.4.10 Balance de energía en sistemas de flujo estable	24
1.4.11 Eficiencia en calderas de vapor	25

Índice general (continuación).

1.4.12 Eficiencia de Intercambiadores de calor	26
1.4.13 Eficiencia de Segunda Ley para Intercambiadores de calor	27
1.4.14 Diagrama de Sankey para caldera	27
1.4.15 Emisiones de CO ₂ para diversos combustibles	28
1.4.16 Indicadores de eficiencia y alternativas de optimización	29
1.5 Conclusiones del Capítulo 1	30
CAPÍTULO 2: METODOLOGÍA PARA CÁLCULO DE PÉRDIDAS	31
2.1 Paradigma o enfoque epistemológico	31
2.2 Alcance de la investigación	31
2.3 Técnicas y procedimientos para obtención de datos	31
2.4 Diseño experimental	33
2.4.1. Selección de las variables	33
2.4.2 Instalación experimental	34
2.5 Procedimiento para validar la calidad de los datos obtenidos	34
2.6 Procedimiento para diagnóstico energético	35
2.7 Procedimiento de cálculo para determinar las pérdidas de calor	35
2.7.1 Coeficientes para pérdidas de calor para tuberías	36
2.7.2 Coeficientes para transferencia de calor por convección	37
2.8 Procedimiento para contraste de Hipótesis	38
2.9 Conclusiones del Capítulo 2	40
CAPÍTULO 3: RESULTADOS DE LA INVESTIGACIÓN	41
3.1 Análisis del diagnóstico preliminar	41
3.1.1 Energía consumida por el sistema	41
3.1.2 Costos de Energía consumida por el sistema	42
3.1.3 Emisiones de CO ₂ hacia la atmosfera	42
3.2 Análisis de imágenes termográficas	43
3.2.1 Distribución de temperatura en superficie exterior caldera	43
3.2.2 Distribución de temperatura en paredes de la chimenea	44
3.2.3 Distribución de temperatura en paredes exteriores de tubería	45

Índice general (continuación).

3.3 Cálculo de pérdidas de carga en tuberías de vapor y condensado	48
3.3.1 Determinación de longitudes equivalentes	48
3.3.2 Determinación de caídas de presión por tramos	49
3.4 Simulación de flujo de vapor por tuberías	49
3.4.1 Comparación de resultados de cálculo de pérdidas de presión	51
3.5 Determinación de pérdidas térmicas en el sistema	52
3.5.1 Pérdidas de calor a través de las paredes de la caldera	52
3.5.1.1 Pérdidas por convección	52
3.5.1.2 Pérdidas por radiación	53
3.5.1.3 Pérdidas totales por convección y radiación	54
3.5.2 Pérdidas de calor a través de las paredes de la chimenea	54
3.5.2.1 Pérdidas por convección	54
3.5.2.2 Pérdidas por radiación	55
3.5.2.3 Pérdidas totales por convección y radiación	56
3.5.3 Pérdidas de calor por la salida de gases por la chimenea	57
3.5.4 Pérdidas de calor a través de paredes de tuberías de vapor	57
3.5.5 Pérdidas de calor a través de paredes de tanque condensados	58
3.5.6 Pérdidas de calor flujo de vapor en purga tanque condensado	59
3.5.7 Pérdidas de calor paredes de tuberías para condensado	60
3.5.8 Determinación de potencia requerida por bomba condensado	60
3.5.9 Resumen total de pérdidas de calor en el sistema	61
3.5.10 Balance de masa y energía en la generación de vapor	62
3.5.11 Análisis de pérdidas de calor en la distribución de vapor	63
3.6 Análisis de combustión	65
3.6.1 Determinación de la relación aire-combustible	65
3.6.2 Determinación de la temperatura adiabática de flama	65
3.6.3 Determinación del calor producido	66
3.7 Determinación de consumos de vapor de los equipos	67
3.8 Cálculo de rendimiento para el proceso de generación de vapor	68
3.8.1 Eficiencia de combustión	68
3.8.2 Eficiencia de la generación de vapor	69

Índice general (continuación).

3.8.3 Eficiencia global del proceso de generación de vapor	70
3.8.4 Eficiencia de intercambio de calor	70
3.8.5 Eficiencia de segunda ley para la caldera	71
3.9 Cálculo de indicadores de consumo y aprovechamiento energético	71
3.10 Conclusiones del Capítulo 3	74
CAPÍTULO 4: PROPUESTA	75
4.1 Título	75
4.2 Justificación	75
4.3 Objetivo general	75
4.4 Selección de pérdidas térmicas clave.	76
4.5 Optimización del aprovechamiento energético	78
4.6 Estructura de la propuesta	78
4.7 Desarrollo de la propuesta	79
4.7.1. Selección del tipo de intercambiador de calor	79
4.7.2 Cálculo del intercambio de calor	81
4.7.3 Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor	81
4.7.4 Cálculo área de transferencia de calor usando el método DTML	83
4.7.5 Simulación flujo del agua al interior del intercambiador de calor	84
4.7.6 Determinación mejora en grado de aprovechamiento energético	85
4.7.7 Comprobación de la hipótesis	87
4.7.8 Comprobación de la hipótesis estadística	88
4.8 Evaluación económico-ambiental de la propuesta	90
4.8.1 Presupuesto para materiales e instalación de tubo con aletas	90
4.8.2 Análisis económico para recuperación de la inversión	90
4.8.3 Análisis de sensibilidad unidimensional efecto de la inversión	92
4.8.4 Evaluación ambiental de la propuesta	93
4.9 Conclusiones del Capítulo 4	94
CONCLUSIONES GENERALES	95
RECOMENDACIONES	96
REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS	97
ANEXOS	

Lista de tablas

Contenidos	Pág.
CAPÍTULO 1	
Tabla 1.1. Hoja técnica de las calderas de vapor pirotubulares	8
Tabla 1.2. Datos técnicos de quemadores de calderas	8
Tabla 1.3. Hoja técnica resumen de equipos consumidores asociados	9
Tabla 1.4. Hoja técnica resumen de equipos consumidores	10
Tabla 1.5. Pérdidas por radiación en función de capacidad de generación	15
Tabla 1.6. Clasificación de procesos de combustión, según reacción química	17
Tabla 1.7. Exceso de aire recomendado para diversos combustibles	17
Tabla 1.8. Velocidades recomendadas para conducción de fluidos	22
Tabla 1.9. Longitudes equivalentes para diversos accesorios de tubería	22
Tabla 1.10. Emisiones de CO ₂ , generadas para diversos combustibles	28
Tabla 1.11. Mejoras potenciales y estimación de ahorro	29
CAPÍTULO 2	
Tabla 2.1. Constantes para la correlación de Hilpert	38
Tabla 2.2. Tabla de Frecuencias observadas	39
CAPÍTULO 3	
Tabla 3.1. Longitudes equivalentes por tramos de tuberías	48
Tabla 3.2. Pérdidas de presión por cada tramo	49
Tabla 3.3. Comparación de error en valores de presión	51
Tabla 3.4. Pérdidas de calor en paredes planas de la caldera	52

Lista de tablas (continuación)

Contenidos	Pág.
Tabla 3.5. Pérdidas de calor en periferia cilíndrica de la caldera	53
Tabla 3.6. Pérdidas de calor en paredes planas de la caldera	53
Tabla 3.7. Pérdidas de calor en periferia cilíndrica de la caldera	54
Tabla 3.8. Cálculo de pérdidas totales por paredes de la caldera	54
Tabla 3.9. Cálculo coeficiente de convección según IDAE	55
Tabla 3.10. Cálculo de pérdidas de calor por convección	55
Tabla 3.11. Cálculo de pérdidas de calor por radiación	56
Tabla 3.12. Cálculo de pérdidas totales por paredes de chimenea	56
Tabla 3.13. Cálculo de pérdidas por flujo de gases por la chimenea	57
Tabla 3.14. Cálculo de coeficiente de convección exterior	57
Tabla 3.15. Pérdidas de calor por tramos en tuberías de vapor	58
Tabla 3.16. Pérdidas de calor por paredes planas del tanque	58
Tabla 3.17. Pérdidas de calor por superficie cilíndrica del tanque	59
Tabla 3.18. Pérdidas totales de calor en tanque de condensados	59
Tabla 3.19. Pérdidas de calor por purga de vapor en tanque	60
Tabla 3.20. Pérdidas de calor por paredes de tuberías de condensado	60
Tabla 3.21. Potencia requerida para bombeo de condensado	61
Tabla 3.22. Cálculo de pérdidas totales en el sistema	61
Tabla 3.23. Determinación de la temperatura máxima de productos	66
Tabla 3.24. Determinación de la temperatura de productos en la cámara	66
Tabla 3.25. Determinación del calor de reacción para diesel	67
Tabla 3.26. Análisis de consumo de vapor promedio diario	68

Lista de tablas (continuación)

Contenidos	Pág.
Tabla 3.27. Determinación de eficiencia según segunda ley	71
Tabla 3.28. Datos para cálculo indicadores de aprovechamiento energético	72
Tabla 3.29. Resultados para Indicadores de consumo energético	72
Tabla 3.30. Resultados para Indicadores de aprovechamiento energético	73
CAPÍTULO 4	
Tabla 4.1. Análisis de causas de pérdidas térmicas en el sistema	76
Tabla 4.2. Criterios analizados para optimización del aprovechamiento	78
Tabla 4.3. Criterios para selección del tipo de intercambiador	79
Tabla 4.4. Cálculo térmico de parámetros para intercambio de calor	81
Tabla 4.5. Cálculo del coeficiente de convección exterior	82
Tabla 4.6. Cálculo del coeficiente de convección interior	82
Tabla 4.7. Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor	83
Tabla 4.8. Área de transferencia de calor sin aletas	83
Tabla 4.9. Área de transferencia de calor con aletas	84
Tabla 4.10. Análisis sistema actual calentamiento de agua alto consumo	86
Tabla 4.11. Análisis sistema actual calentamiento de agua medio consumo	86
Tabla 4.12. Comparación entre funcionamiento actual y futuro	87
Tabla 4.13. Matriz de frecuencias observadas	88
Tabla 4.14. Matriz de frecuencias esperadas	89
Tabla 4.15. Matriz de contraste	89
Tabla 4.16. Presupuesto referencial para instalación de intercambiador	90
Tabla 4.17. Evaluación cuantitativa de rentabilidad para recuperación	91

Lista de figuras y gráficas.

Contenidos	Pág.
CAPÍTULO 1	
Figura 1.1. Balance energético para una caldera de vapor	15
Figura 1.2. Balance energético para un proceso	24
Figura 1.3. Diagrama de Sankey para generación de vapor	28
CAPÍTULO 3	
Figura 3.1. Distribución de consumo por fuente energética	41
Figura 3.2. Costos anuales de energía para el sistema	42
Figura 3.3. Emisiones de CO ₂ por fuente de energía	42
Figura 3.4. Imágenes termografía correspondientes exterior caldera	43
Figura 3.5. Imágenes termografía para el exterior de la chimenea	44
Figura 3.6. Distribución de temperaturas máximas en la chimenea	45
Figura 3.7. Imágenes termografía para tuberías de vapor	46
Figura 3.8. Imágenes termografía para tuberías de condensado	47
Figura 3.9. Resultados simulación de líneas de vapor	50
Figura 3.10. Curvas pérdidas de carga, tramo: caldera-distribuidor	50
Figura 3.11. Curvas pérdidas de carga, tramo: distribuidor-cocina	51
Figura 3.12. Distribución de pérdidas térmicas en el sistema.	62
Figura 3.13. Balance de pérdidas térmicas en caldera y chimenea	62
Figura 3.14. Balance de pérdidas de masa en caldera y chimenea	63
Figura 3.15. Diagrama Sankey pérdidas térmicas caldera y chimenea	63

Lista de figuras y gráficas (continuación).

Contenidos	Pág.
Figura 3.16. Pérdidas térmicas distribución de vapor y condensado	64
Figura 3.17. Diagrama Sankey pérdidas térmicas tuberías de vapor	64
Figura 3.18. Diagrama eficiencia térmica proceso de combustión	69
Figura 3.19. Diagrama eficiencia térmica generación de vapor	69
Figura 3.20. Diagrama eficiencia global para generación de vapor	70
Figura 3.21. Diagrama temperaturas versus posición intercambiador	70
Figura 3.22. Distribución de consumos de vapor por aplicación	73
CAPÍTULO 4	
Figura 4.1. Comparación de pérdidas térmicas en el sistema	77
Figura 4.2. Intercambiador de calor de un paso por coraza y tubos	80
Figura 4.3. Resultados simulación flujo de agua en intercambiador	85
Figura 4.4. Diagrama Flujo de efectivo versus tiempo	91
Figura 4.5. Efecto de la variación en la inversión inicial sobre VAN	92
Figura 4.6. Efecto de la variación en la inversión inicial sobre la TIR	92

UNIVERSIDAD TÉCNICA DE COTOPAXI
UNIDAD DE POSGRADOS
MAESTRÍA EN GESTIÓN DE ENERGÍAS

TEMA: “EVALUACIÓN DE PÉRDIDAS TÉRMICAS EN EL SISTEMA DE GENERACIÓN Y DISTRIBUCIÓN DE VAPOR DEL HOSPITAL “DR. JULIO ENRIQUE PAREDES” UNIDAD ONCOLÓGICA SOLCA TUNGURAHUA, AÑO 2014. PROPUESTA PARA OPTIMIZACIÓN DEL APROVECHAMIENTO ENERGÉTICO”

AUTOR: Ing. Santiago Paúl Cabrera Anda

TUTOR: PhD. Enrique Torres

Resumen.

El problema se enfoca en el ámbito de la eficiencia térmica para sistemas de generación y distribución de vapor. Se justifica a partir de las actuales políticas gubernamentales relacionadas con la nueva Matriz energética y su enfoque hacia la eficiencia. La hipótesis plantea que: La reducción de pérdidas térmicas en el sistema de generación y distribución de vapor permitirá obtener un ahorro energético e incrementar la eficiencia energética, lo cual optimizará el grado de aprovechamiento energético en la Casa de Máquinas del Hospital “Dr. Julio Enrique Paredes” Unidad Oncológica SOLCA Tungurahua. El marco teórico expone conceptos relacionados con: evaluación de pérdidas térmicas y balance energético. La metodología aplica técnicas como la observación y medición usando instrumentos digitales como: cámara termográfica y psicrómetro para obtención de datos. La propuesta sugiere aprovechar 6,9 kW de los 88,6 kW de calor residual en los gases de escape de la chimenea para mediante intercambio de calor obtener 108 kg/h adicionales de agua caliente para uso sanitario, que representa un incremento de 1,2 % en la eficiencia global del proceso de generación de vapor.

DESCRIPTORES:

Pérdidas térmicas, Generación y distribución de vapor, Aprovechamiento de energía.

UNIVERSIDAD TÉCNICA DE COTOPAXI
UNIDAD DE POSGRADOS
MAESTRÍA EN GESTIÓN DE ENERGÍAS

THEME: “EVALUATION OF THERMAL LOSSES IN THE SYSTEM OF STEAM GENERATION AND DISTRIBUTION BELONGING TO "DR. JULIO ENRIQUE PAREDES” SOLCA TUNGURAHUA ONCOLOGY UNIT HOSPITAL, 2014. PROPOSAL FOR OPTIMIZATION OF ENERGY USE”

AUTHOR: Ing. Santiago Paúl Cabrera Anda

TUTOR: PhD. Enrique Torres

Abstract.

The problem is focused on the field of thermal efficiency for power generation and distribution of steam. It is justified from current government policies related to the new energy matrix and its focus on efficiency. The hypothesis proposes: The reduction of heat losses in the distribution system and steam generation allow to obtain energy savings and increase energy efficiency, which will optimize the degree of energy efficiency at the Power Machines Area belonging to "Dr. Julio Enrique Paredes" SOLCA Tungurahua Oncology Unit Hospital. The theoretical framework exposes concepts related to Evaluation of thermal losses and energy balance. The methodology applied techniques such as observation and measurement using digital tools such as thermal camera and psychrometer for obtaining data. The proposal suggests using 6,9 kW of 88,6 kW waste heat in the exhaust gases from the chimney by heat exchange to obtain 108 kg/h of additional hot water for sanitary use, representing an increase of 1,2 % in the overall efficiency of the steam generation process.

KEYWORDS:

Thermal losses, Steam generation and distribution, Energy use.

INTRODUCCIÓN

Actualmente en varias instalaciones que requieren el uso de sistemas de vapor se presenta como **situación problemática**, las pérdidas térmicas no controladas o que no han sido aprovechadas como es el caso de la Unidad Oncológica SOLCA Tungurahua.

La operación de sistemas de consumo requiere gran cantidad de energía. Por ello, en nuestra sociedad los países pobres tienen un bajo consumo de energía, mientras que el consumo de los países ricos es muy superior, aun cuando sus procesos sean mucho más eficientes y existan importantes campañas de concienciación para el ahorro energético. Esto significa que el desarrollo de un país implica un aumento considerable de su consumo energético.

El análisis de procesos termodinámicos permite reducir las pérdidas de energía y con ello mejorar la eficiencia energética, disminuyendo los niveles de emisión y facilitando la adaptabilidad para la utilización de una amplia variedad de combustibles desde los fósiles convencionales, hasta el aprovechamiento de la biomasa residual y posibilitando un eventual reemplazo parcial por energías alternativas.

El Hospital Oncológico “Julio Enrique Paredes”, es una unidad privada de servicio público que realiza atención de salud orientada al control del cáncer mediante acciones de prevención, diagnóstico temprano, detección oportuna, tratamiento clínico – quirúrgico pacientes con tumores malignos, así como atención del paciente terminal en cuidados paliativos. Ofrece atención de salud desde el 16 de Octubre de 1992, y desde Febrero del 2008 pasó a sus instalaciones ubicadas en Izamba, av. Alfredo Coloma y Enrique Sánchez, junto al aeropuerto Chachoan de la ciudad.

El Hospital cuenta con un total de 397 médicos, paramédicos y personal administrativo, con una infraestructura de más de 1 200 m² de construcción, dividida en: Sala de espera, salas de triaje para niños y otra para adultos; salas de trauma, críticos y observación debidamente equipadas con equipos de alta tecnología. Esta es una de las mejores instalaciones con las que cuenta el centro del país en emergencias. En la Sala de máquinas se cuenta con 2 calderas pirotubulares horizontales a diesel con capacidad de 784 kg/h vapor, que generan

vapor para su uso en los siguientes equipos: marmitas de cocina, equipos de esterilización e intercambiadores de calor para agua sanitaria.

Las pérdidas térmicas del sistema de generación y distribución de vapor del Hospital de SOLCA, podrían producir: incremento de consumo de combustible y elevación de costos de operación y mantenimiento. De estas consecuencias, se profundizará en los efectos sobre la eficiencia y el aprovechamiento energético.

Esto provoca que en la mencionada institución de salud persistan varios problemas no resueltos en relación con el sistema de generación y distribución de vapor siendo estos los principales: desconocimiento de la eficiencia térmica real del sistema y del grado de aprovechamiento energético, lo cual provoca: una irregular programación de funcionamiento, actividades de mantenimiento no programadas y subutilización del vapor generado.

Dentro del desarrollo de este trabajo de investigación, el marco teórico enfoca las pérdidas de calor sensible en humos, pérdidas de calor en paredes de calderas y tuberías, balance de energía en sistemas de flujo estable y eficiencia en calderas de vapor. La metodología explica técnicas, instrumentos metodológicos y tecnológicos aplicados para la obtención de datos, los procedimientos para tratamiento y obtención de información, y los métodos para cálculo de pérdidas de calor y eficiencia térmica. El análisis de resultados explica: entrevista preliminar de diagnóstico energético, análisis de imágenes termográficas, simulación de flujo de vapor por tuberías, determinación de pérdidas de calor en el sistema de generación y distribución de vapor y de consumos energéticos, eficiencias térmicas e indicadores relacionados con consumo energético. La propuesta fundamentada en la Gestión de Energías plantea optimizar el aprovechamiento energético en el Sistema de generación y distribución de vapor del Hospital “Dr. Julio Enrique Paredes” Unidad Oncológica SOLCA Tungurahua.

La **justificación de la investigación** se plantea como sigue:

El desarrollo del presente trabajo permitirá optimizar el aprovechamiento energético en el Sistema de Generación y distribución de vapor existente en el Hospital SOLCA de la ciudad de Ambato.

Resulta muy importante para el investigador la actualización de conocimientos respecto a los campos de termodinámica y transferencia de calor aplicada a procesos de generación y distribución de vapor, para relacionarlos mediante el uso de herramientas de análisis unidimensional y optimización, con las actuales tendencias para mejorar la eficiencia y desarrollar políticas para aprovechamiento energético.

El Hospital de SOLCA constituye un escenario para una eventual aplicación de nueva tecnología relacionada con accesorios para regulación de presión operada con pilotaje, trampeado de vapor, y recuperación de condensados, así como otros dispositivos de control, que permitirían obtener sistemas de distribución de vapor con mayor grado de confiabilidad, reduciendo tiempos y costos en actividades de mantenimiento y facilitando sus procedimientos de operación.

La formulación del **problema** se expresa en los siguientes términos:

¿Cómo incidirá la evaluación de pérdidas térmicas realizada en el sistema de generación y distribución de vapor sobre el grado de aprovechamiento energético para el Hospital “Dr. Julio Enrique Paredes” Unidad Oncológica SOLCA Tungurahua, en el año 2014?

Como **objeto de investigación** se plantea:

El proceso de generación de vapor mediante dos calderas pirotubulares horizontales a diesel con capacidad de generación de 784 kg/h de vapor, para su posterior distribución hacia los equipos consumidores a través de líneas de tubería.

Y el **campo de acción** que se considera es:

El grado de aprovechamiento energético para el sistema de generación y distribución de vapor investigado, partiendo del cálculo de las eficiencias y de los consumos energéticos.

En correspondencia directa con el problema planteado se establece como **objetivo general**: Determinar las pérdidas térmicas por convección y radiación aplicando técnicas de transferencia de calor para el Sistema de generación y distribución de vapor del Hospital “Dr. Julio Enrique Paredes” Unidad Oncológica SOLCA Tungurahua, año 2014, para optimizar el aprovechamiento energético.

En referencia al objetivo general declarado se establece la siguiente **hipótesis**:

La reducción de pérdidas térmicas en el sistema de generación y distribución de vapor mejora el uso adecuado de la energía e incrementa la eficiencia térmica, optimizando el grado de aprovechamiento energético en la Casa de Máquinas del Hospital “Dr. Julio Enrique Paredes” Unidad Oncológica SOLCA Tungurahua.

Para dar cumplimiento al objetivo general se plantea el siguiente sistema de **objetivos específicos**:

- A. Determinar las limitaciones en investigaciones precedentes relacionadas con aprovechamiento energético en sistemas de generación y distribución de vapor para uso hospitalario.
- B. Desarrollar una metodología de cálculo para determinar las pérdidas de energía térmica en el sistema de generación y distribución de vapor.
- C. Analizar los requerimientos de vapor para los equipos consumidores, que permitirán establecer el grado de aprovechamiento energético actual.
- D. Determinar una alternativa técnica y su inversión necesaria, que permita alcanzar un rango óptimo de aprovechamiento energético.

El **sistema de tareas** y actividades técnicas específicas que deberán ser desarrolladas para alcanzar cada objetivo planteado serán:

- A.1 Planteamiento del marco teórico relacionado con eficiencia y aprovechamiento energético en sistemas de generación y distribución de vapor para uso hospitalario.
- B.1 Toma de imágenes termográficas para calderas, chimeneas y tuberías.
- B.2 Medición de parámetros físicos como: velocidades de circulación de gases en chimenea y aire ambiente, y presiones en ambiente, caldera y líneas de tubería.
- B.3 Medición de temperaturas puntuales en gases de combustión por chimenea y en superficies exteriores de trampas.
- B.4 Cálculo de pérdidas de energía térmica por paredes de: caldera, líneas de vapor, retorno de condensado, y chimenea, así como aquellas provocadas por el escape de gases en chimenea.
- C.1 Determinación del consumo de combustibles para la caldera.
- C.2 Determinación de las necesidades de vapor en los equipos instalados para: calentamiento de agua sanitaria, cocina, esterilización y lavandería.
- C.3 Cálculo de la eficiencia térmica en la caldera.
- C.4 Cálculo de la eficiencia térmica global del sistema.

C.5 Determinación de indicadores del grado de aprovechamiento energético actual.

D.1 Determinación de una alternativa técnica relacionada con un mejor aprovechamiento de la energía térmica.

El presente trabajo se desarrolla bajo un enfoque cuantitativo que enfatiza en la deducción y medición objetiva, y que surge de las ciencias naturales tomando como base epistemológica el positivismo-racional tecnológico.

El positivismo se caracteriza por un optimismo general, que surge de la certidumbre en un progreso imparabile (concebido en ocasiones como resultado del ingenio y del trabajo humano y en otros casos como algo necesario y automático) que avanza hacia condiciones de bienestar generalizado, en una sociedad pacífica (Reale y Antiseri, 1988).

Se justifica en este caso un enfoque de análisis cuantitativo considerando tres aspectos planteados por López (2013) que son: medición de variables susceptibles a ser cuantificadas, prueba de teorías o categorías analíticas y generalización a poblaciones amplias.

“Se supone además que el objeto de estudio es el elemento singular empírico que tiene existencia propia, y al existir relación de independencia entre el sujeto y el objeto, el investigador tiene una perspectiva desde afuera” (Mendoza, 2006).

Acorde con la profundidad del conocimiento y con el objetivo general planteado, este trabajo alcanza un **nivel de investigación** integrativo confirmatorio.

El nivel integrativo consiste en la modificación del evento por parte del investigador quien genera y aplica sobre éste una intervención especialmente diseñada, por medio de estudios: interactivos, confirmatorios o evaluativos. En los confirmatorios, se confirman supuestos o hipótesis a partir de dos explicaciones previas: Demostración lógico-matemática y Verificación empírica.

La investigación confirmatoria es aquella considerada en el positivismo como la única "científica", y su propósito es verificar las hipótesis derivadas de las teorías; este tipo de investigación indaga acerca de las posibles relaciones entre eventos, a partir del control de una serie de variables extrañas. Consiste en contrastar las teorías generadas en la

investigación explicativa, o a través de otros procesos, con la realidad para corroborar que efectivamente tales teorías permiten dar cuenta de lo que ocurre en determinados contextos (Hurtado, 2010).

El **alcance de la investigación** según la acción del proceso creativo enunciada en el objetivo es:

Planteamiento y evaluación de una alternativa concreta de reducción de pérdidas térmicas verificada mediante cálculos teóricos de transferencia de calor, para obtener un posible rango de optimización del aprovechamiento energético.

El **alcance de la investigación** según el aporte enunciado en la hipótesis del proyecto de investigación y desarrollo considera:

Al evaluar las formas de transferencia de calor que implican pérdidas hacia el exterior originadas en los distintos componentes del proceso: caldera, chimenea, tuberías y tanques, y compararlos con las respectivas entradas de energía, se pueden determinar diversas eficiencias y a partir de éstas posibles ahorros de energía que podrían conducir hacia la determinación de un rango de aprovechamiento óptimo de la energía en la Casa de Máquinas del Hospital “Dr. Julio Enrique Paredes” Unidad Oncológica SOLCA Tungurahua.

CAPÍTULO 1

MARCO CONTEXTUAL Y TEÓRICO

El objetivo de este capítulo es fundamentar el marco teórico relacionado con las variables de estudio: funcionamiento de calderas de vapor, pérdidas de calor sensible en humos, pérdidas de calor en paredes de calderas y tuberías, balance de energía en sistemas de flujo estable, y eficiencia en calderas de vapor.

1.1 Caracterización detallada del objeto de la investigación en su contexto

Acorde con reglamentos internacionales vigentes de Colombia y Perú, el Hospital SOLCA considerado como un hospital de día, acorde con el grado de complejidad y número de camas se podría categorizar como una institución de salud de nivel III (pues cuenta con determinadas sub especialidades) y de pequeña capacidad (hasta 49 camas).

1.1.1 Centro de consumo energético en hospitales


Según UPME (2005), los centros de consumo se dividen en eléctricos y térmicos. Aquellos de consumo eléctrico consideran: servicios generales como: iluminación, compresores, ventilación y cuartos frío, y servicios médicos. Los de consumo térmico comprenden: calderas, marmitas a vapor para cocción de alimentos, equipos de lavandería a vapor, autoclaves y calentadores para agua.

En este caso se considera centros de consumo térmico que requieren: gas natural, fuel oil, petróleo, carbón y aquellos que utilicen vapor, aire, agua caliente, generados a partir de energía térmica, siendo aquellas para el caso de este Hospital: calderas a diesel, marmitas de vapor para cocina, equipos de lavandería a vapor, equipos de esterilización con autoclaves y calentadores para agua con alimentación de vapor.

1.1.2 Centros de consumo térmico en el Hospital SOLCA


La generación de vapor utiliza dos calderas pirotubulares horizontales con diseño en tres pasos a diesel con capacidad nominal de generación de 784 kg/h de vapor, que luego se distribuye hacia los equipos consumidores a través de líneas de tubería. Dichas calderas y quemadores, cumplen características técnicas del fabricante, según las tablas 1.1 y 1.2.

Tabla 1.1. Hoja técnica de las calderas de vapor pirotubulares

	Valor de parámetro
Potencia (kW)	490
Generación de vapor (kg/h), máx.	784
Superficie de intercambio de calor (m ²)	23,23
Presión de trabajo (kPa), máx.	1 033
Tasa de quemado de fuel oil #2 (m ³ /h)	0,056
Capacidad de agua (m ³)	425

Fuente: Investigador

Tabla 1.2. Datos técnicos de quemadores de calderas



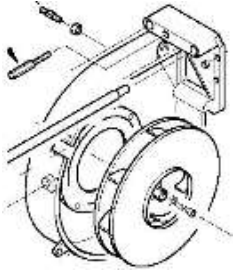
	Valor del parámetro
Potencia de salida (kW)	296 / 593
Modo de operación	Modulante, dos etapas
Combustible	Diesel
Longitud mínima de flama (m)	1,1
Diámetro mínimo de flama (m)	0,4
Longitud máxima de flama (m)	1,6
Diámetro máximo de flama (m)	0,5
Flujo de combustible en la salida de la bomba (kg/h), presión de atomización: 1 200 kPa	88
Caudal por inyector (m ³ /h)	0,024

Fuente: Investigador

Bajo la condición actual de funcionamiento siempre trabaja sólo una de las calderas en periodos de una o dos semanas mientras que la otra actúa como respaldo, el régimen de funcionamiento normal es de aproximadamente 8 horas diarias con demanda en jornada matutina con intervalos de encendido de 15 minutos, mientras que el resto del tiempo en tarde y noche se mantiene en potencia baja.

Existen equipos que consumen energía eléctrica, asociados al sistema de generación y distribución de vapor, como el caso de motores para accionamiento de bombas y ventiladores, cuyas características se detallan en la tabla 1.3.


Tabla 1.3. Hoja técnica resumen de equipos consumidores asociados al sistema

Equipos complementarios	Potencia motor eléctrico (kW)	Voltaje (V)	Caudal máximo (m ³ /h)
<p>Bomba centrífuga de una etapa para retorno de condensados (1)</p>  <p>Entrada: Ø 32 mm Salida: Ø 25.4 mm Impeller: Ø 127 mm</p>	0,746	Trifásico 208-230/460	4,5
<p>Ventilador centrífugo para tiro forzado en quemador (1)</p> 	0,65	Trifásico 230	

Fuente: Investigador

Los equipos consumidores de vapor, pueden clasificarse por su aplicación en 4 grupos: calentamiento de agua, cocina, esterilización y lavandería, y según catálogos de fabricantes cumplen con las características técnicas básicas que se describen en la tabla 1.4.

Tabla 1.4. Hoja técnica resumen de equipos consumidores

Equipos de calentamiento de agua, cocina y esterilización	Capacidad	Consumo unitario vapor (kg/h)	Consumo de vapor (kg/h)	Presión de vapor requerida (kPa)
<p>Calentadores para agua (2)</p>  <p>Temperatura de salida 40-60 °C</p>	2 m ³ (2 000 lt)	56	112	620 - 861
Marmitas de cocina (3)	0,05 m ³ (50 lt)	43	129	150
<p>Esterilizadoras (2)</p> <p>Entrada vapor: Ø 25,4 mm</p> <p>Calidad de vapor: 97 % a 100 %</p>		120	240	400 - 500

Fuente: Investigador

Tabla 1.4. Hoja técnica resumen de equipos consumidores (continuación)

Equipos de lavandería	Potencia (kW)	Consumo de vapor (kg/h)	Presión de vapor requerida (kPa)
<p>Calandra para planchado(1)</p>  <p>Entrada vapor: Ø 19,1 mm Salida condensado: Ø 12,7 mm</p>	35	56	620 – 861
<p>Secadora (1)</p>  <p>Entrada vapor: Ø 19,1 mm Salida condensado: Ø 25,4 mm</p>	122	195	500
<p>Plancha de brazo (1)</p> 		25	400– 500

Fuente: Investigador

1.2 Marco Teórico de la Investigación

Se mencionan algunos avances de investigaciones publicadas relacionadas con ahorro energético y termografía aplicada.

IEA (2014), IDAE (2007) y FENERCOM (2010), en lo que respecta a eficiencia energética plantean varias alternativas para optimización del aprovechamiento y sugiere el análisis de indicadores desarrollados para diversos sectores: residencial, servicios, industrial y de transporte. En lo que respecta a consumos IEA (2014) sugiere que el consumo de energía para el sector servicios pueda clasificarse en 5 categorías: calefacción de ambientes, enfriamiento de espacios, calentamiento de agua, iluminación y equipos de uso específico.

Para el cálculo de pérdidas térmicas a través de paredes cilíndricas en tuberías con y sin aislamiento, el Código ASME PTC 4 (2008) e IDAE (2007) proponen modelos experimentales que permiten determinar coeficientes de transferencia de calor por convección natural y forzada, y radiación en función de la temperatura exterior de pared, velocidad y temperatura del aire ambiente.

Brown (2011) manifiesta que la eficiencia energética es considerada como la quinta fuente de energía renovable dado su enorme potencial en disminuir considerablemente la demanda energética actual optimizando el funcionamiento de los diferentes componentes de edificios, mientras que Linares (2003) resalta la contribución del ahorro y la eficiencia energética hacia la disminución de las emisiones y por ende al cuidado del medioambiente, lo que también repercute en el mejoramiento de la calidad de vida de las personas.

Meola y Carlomagno (2004) analizan diversos campos de acción de la termografía en transferencia de calor y dinámica de termo fluidos, además Carlomagno y Cardone (2010) resaltan la facilidad de evaluación de errores, el no ser intrusiva y el tiempo de respuesta como las ventajas principales que presenta el uso de una cámara de infrarrojos como transductor de temperatura para medición de transferencia de calor por convección en estado estable y transitorio en comparación con otras técnicas estándar como termopares o RTD.

Jinjala y Shukla (2013) analizan varias tecnologías para ahorro energético en calderas, como: motores de alta eficiencia, variadores de velocidad, economizadores, prevención de fugas y reducción de caídas de presión. Como resultado presenta reglas generales para

incremento de eficiencia basadas en reducir temperatura de gases de escape y elevar la temperatura del agua de alimentación. Además Bermúdez y Sarria (2013), plantearon índices energéticos para centrales de cogeneración con turbinas a gas y recuperadores de calor, basados en los códigos: ASME PTC 1, ASME PTC 22 y ASME PTC 4.4.

En el sector hospitalario, Fraile *et al* (2014) plantean indicadores de consumo energético anual relacionados con uso de electricidad, gas natural, diesel y propano, y de generación de emisiones para un hospital con capacidad de 600 camas, desarrollando sistemas de control de secuencia de encendido en calderas para mejoramiento de eficiencia energética.

Budin *et al* (2007) reusaron gas caliente de chimenea a 204 °C de una central de cogeneración para precalentar aire de combustión desde 25 hasta 168 °C usando un intercambiador de eficiencia 80 % que permitió recuperar 458 kW y reducir su consumo específico de energía en un 5.6 %. Posteriormente Polupan *et al* (2011) recuperaron energía de gases de chimenea con precalentadores compactos para aire que incorporaban tubos de calor y termosifones bimetálicos. También Pattanapunt *et al* (2013) recuperaron calor de desecho en calderas de uso textil usando intercambiadores de tubo y coraza diseño usando software con elementos finitos.

Sin embargo, no se ha encontrado información registrada y publicada según las bases de datos consultadas: DOAJ: Directory of open access journals, Springer y Research Gate, respecto a mejoramiento del aprovechamiento energético en calderas de vapor usadas en hospitales de día, en referencia al tema de la presente investigación.

Se mencionan los resultados principales de varias investigaciones relacionadas con eficiencia energética en sistemas de generación de vapor.

Marín, González y Mestizo (2007), expusieron en el Octavo Congreso Iberoamericano de Ingeniería Mecánica en Cusco, los resultados de diagnóstico energético y exergético de una caldera que quema bagazo con capacidad nominal 36,32 t/h de vapor a 12,6 atm y 255 °C, se obtuvo una eficiencia global de 53,9 % (las mayores pérdidas en los gases de combustión con 32,7 %), y una eficiencia exergética de 18,4 % (las mayores pérdidas debidas a la irreversibilidad por combustión con 43,7 %, por transferencia de calor en las superficies evaporadoras con 16 % y por gases de combustión emitidos al ambiente con 8 %).

Calle y Rosero (2011), como parte de la Auditoria energética al sistema de vapor en la Empresa Duck's ubicada en la ciudad de Ambato, usando método indirecto determinaron una eficiencia energética de 60 % para una caldera pirotubular a diesel marca Miller de 490 kW (50 BHp) considerando las siguientes pérdidas: 35,6 % por la chimenea, 2,9 % en purgas y 1,5 % por radiación. La propuesta de ahorro de energía, considera el reemplazo del quemador para tener un ajuste apropiado de la relación aire combustible que permitiría alcanzar una eficiencia de 77,2 %, reduciendo las pérdidas por la chimenea a un 18,4 %.

Bohórquez (2013) realizó Auditoria energética al circuito de vapor y condensado de una Planta con capacidad máxima de elaboración de 13 325 kg de café liofilizado, y aplicando técnicas de imagen con cámara termográfica inspeccionó para verificar el buen funcionamiento de 86 trampas de vapor existentes en diversas ubicaciones, detectando que en 4 de ellas (4,7 %) existía fuga de vapor verificado por una menor temperatura interior en contraste con otras trampas en buen funcionamiento.

Después del proceso de diagnosis, el problema científico relacionado con determinar indicadores de aprovechamiento energético aún no está resuelto al nivel de la necesidad planteada en el campo hospitalario. Se han encontrado tendencias para instituciones de salud de mayor capacidad pero que poseen similares centros de consumo térmico que indican la posibilidad de resolver el problema planteado al nivel de un hospital de día según lo establecido en los objetivos. La aplicación de termografía infrarroja, viabiliza la investigación en relación a determinación de pérdidas térmicas por convección y radiación.

1.3 Fundamentación de la Investigación

Legal: Las estrategias planteadas en el Plan Nacional de Desarrollo, especifican el cambio necesario de la Matriz energética, y en sus componentes principales plantea las siguientes iniciativas relacionadas con eficiencia y ahorro energético:

- Los programas para el uso eficiente de la energía deben centrarse fundamentalmente en los sectores industrial y residencial. El sector estatal debe ser ejemplo en el consumo energético eficiente y responsable.
- La ciudadanía debe generar conciencia sobre la necesidad de ahorro energético consistente con un consumo sustentable.

1.4 Bases teóricas particulares de la Investigación

1.4.1 Funcionamiento de una caldera generadora de vapor

Un esquema del proceso de generación de vapor en una caldera, con sus entradas y salidas de masa y energía, se muestra en la figura 1.1.



Figura 1.1. Balance energético para una caldera de vapor

Como resultado de la reacción de combustión se obtiene energía térmica, que se transfiere al agua de alimentación que ha sido tratada para convertirla en vapor que será aprovechado posteriormente en el proceso. Existen varias pérdidas energéticas: pérdidas de energía por convección y radiación a través de las paredes de la caldera y tuberías y también en los gases de combustión emitidos hacia el ambiente.

1.4.2 Pérdidas por radiación en calderas

CONAE (2002) manifiesta que una caldera aislada adecuadamente tendrá a condiciones de plena carga pérdidas de calor que no superan el 3 %. Entre mayor sea la capacidad de la caldera, menor deberá ser el porcentaje de pérdidas por radiación. Algunos valores referenciales se muestran en la tabla 1.5.

Tabla 1.5. Pérdidas por radiación en calderas en función de su capacidad de generación

Tamaño de la caldera	Pérdidas por radiación
900 000 kg vapor/h	0,5 %
45 500 kg vapor/h	0,7 %
23 000 kg vapor/h	0,9 %
9 000 kg vapor/h	1,0 %
Menores a 9 000 kg vapor/h	1,1 a 3,0 %

Fuente: CONAE

1.4.3 Principios de combustión

El proceso de combustión se basa en la reacción química exotérmica de una sustancia (o una mezcla de ellas) denominada combustible, con el oxígeno. Como consecuencia de lo cual se obtiene la formación de flama que es una masa gaseosa incandescente que emite luz y calor. Así, son tres los requisitos que deben coexistir y combinarse para que se produzca la combustión:

- La existencia de combustible, como aquella sustancia que tiene gran afinidad para combinarse con el oxígeno.
- La presencia de aire, como agente que provoca la reacción exotérmica y que se denomina comburente.
- La adecuada temperatura, cuyo valor influye de forma directamente proporcional en la velocidad de la reacción de oxidación/combustión.

Estas condiciones están correlacionadas en toda combustión para que se pueda alcanzar una determinada temperatura de productos, existe una proporción exacta de combustible y comburente que determina la reacción óptima, de tal forma que desviaciones sobre estos valores modifica la calidad de combustión hasta el extremo de que la ausencia de uno de estos tres impide que se produzca la misma.

1.4.3.1 Proceso de la combustión

La mayoría de los procesos de combustión se realizan con aire y no con Oxígeno puro. Este proceso se traduce en la oxidación de los componentes de un combustible, en cuya ecuación química representativa la masa permanece inalterable. Para los cálculos se desprecia el Argón y se toma 21 % de oxígeno y 79 % de nitrógeno. Pero los dispositivos de combustión no queman necesariamente todo el combustible que se les suministra, teniendo las siguientes reacciones: $C + O_2 \rightarrow CO_2$, y también: $C + \frac{1}{2} O_2 \rightarrow CO$. El CO_2 se forma a menor temperatura y sin duda es el producto deseado; el CO se forma a mayores temperaturas, y no es tan deseado debido a que su formación va acompañada por una menor liberación de calor.

Los distintos procesos de combustión se pueden clasificar en función de sus características, según se detalla en la tabla 1.6.

Tabla 1.6. Clasificación de los procesos de combustión, según la reacción química

Tipo	Características
Completa	El combustible se quema hasta el máximo grado posible de oxidación. Entonces no habrá sustancias combustibles en los humos. En los productos de la combustión se puede encontrar N_2 , CO_2 , H_2O y SO_2
Incompleta	El combustible no se oxida completamente, y se forman sustancias que todavía pueden seguir oxidándose (CO) que se denominan inquemados. Otros inquemados pueden ser H_2 , C_nH_m , H_2S y C, éstos son los contaminantes más comunes que escapan a la atmósfera
Teórica o estequiométrica	Se realiza con la cantidad teórica de oxígeno estrictamente necesaria para producir la oxidación total del combustible sin producir residuos no quemados. No se encuentra O_2 en los humos, pues éste se consumió durante la combustión. Se denomina teórica pues en la práctica siempre aparecen residuos no quemados en pequeña proporción
Con exceso de aire	Aire superior a la estequiométrica, tiende a no producir residuos no quemados. Es típica la presencia de O_2 en los humos. La inclusión de aire evita la combustión incompleta y la formación de residuos no quemados, pero provoca pérdida de calor en los productos, reduciendo la temperatura de combustión, la eficiencia y la longitud de llama
Con defecto de aire	Aire disponible menor que el necesario para producir la oxidación total del combustible, se producen residuos no quemados

Fuente: Investigador

CONAE (2002) presenta recomendaciones para ajustar los niveles de porcentaje de aire usando algunos combustibles líquidos y gaseosos, que se resumen en la tabla 1.7:

Tabla 1.7. Exceso de aire recomendado para diversos combustibles

Combustible	Exceso de aire recomendado (%)
Gas natural	5 – 10
Propano	5 – 10
Gas de coque	5 – 10
Combustóleo (Fuel oil 6)	10 – 15

Fuente: CONAE

1.4.3.2 Sistemas en reacción analizados con la primera ley de la Termodinámica

Cengel (2006) plantea la primera ley aplicada a procesos de flujo estable, según las ecuaciones 1.1 y 1.2:

$$Q + H_R = W + H_P \quad (1.1)$$

$$Q + \sum_R n_i \bar{h}_i = W + \sum_P n_e \bar{h}_e \quad (1.2)$$

En muchas reacciones químicas, ni reactivos ni productos se encuentran a 25 °C y 1 atm. Así, el cambio de entalpía entre el estado base y el estado deseado, se determina directamente en las tablas de propiedades como ($h^\circ - h^\circ_{298}$).

La primera ley para un proceso de flujo estable con una reacción química, despreciando variaciones de energía cinética y potencial, se expresa según la ecuación 1.3:

$$Q + \sum_R n_i \left[h^\circ_f + (h - h^\circ_{298}) \right]_i = W + \sum_P n_e \left[h^\circ_f + (h - h^\circ_{298}) \right]_e \quad (1.3)$$

1.4.3.3 Temperatura de flama adiabática

Si se desprecia cualquier energía que pudiera cruzar las fronteras de la cámara de combustión (calor o trabajo), así como cualquier variación en energías cinéticas y potencial, entonces la energía química liberada durante el proceso de combustión se convertirá en un efecto de obtener una temperatura máxima de flama.

La primera ley aplicada a un proceso de flujo estable, ($Q = 0$ y $W = 0$) se expresa con la ecuación 1.4:

$$\sum_R n_R * (\bar{h}^\circ_f + \bar{h} - \bar{h}^\circ)_R = \sum_P n_P * (\bar{h}^\circ_f + \bar{h} - \bar{h}^\circ)_P \quad (1.4)$$

Esta ecuación deber resolverse por prueba y error, partiendo por asumir una temperatura de los productos que permita determinar entalpías, y luego reemplazar y operar hasta que los términos de la ecuación se igualen.

1.4.4 Transferencia de calor en paredes de calderas y tuberías

Se plantean ecuaciones que permitirán determinar pérdidas de calor por conducción, convección y radiación, en paredes de la caldera, chimenea y tuberías de sección circular.

1.4.4.1 Conducción

Cengel (2007) define que la razón de la conducción de calor a través de un medio depende de la configuración geométrica de éste, su espesor y el material de que esté hecho, así como de la diferencia de temperatura a través de él. La transferencia de calor por conducción puede determinarse con la ecuación 1.5.

$$\dot{Q} = k \cdot A \cdot \frac{T_2 - T_1}{L} \quad (1.5)$$

Donde:

k = conductividad térmica del material (W/m·K)

A = área de transferencia de calor (m²)

L = espesor de la pared plana (m)

T₂ – T₁ = gradiente de temperaturas entre dos puntos (alta y baja) (K)

Para la conducción estacionaria de calor a través de un tubo de agua caliente se puede usar la ecuación 1.6.

$$\dot{Q}_{cil} = 2\pi \cdot L \cdot k \cdot \frac{T_1 - T_2}{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)} \quad (1.6)$$

Donde:

k = conductividad térmica del material (W/m·K)

L = Longitud (m)

r₁ = radio interior (m)

r₂ = radio exterior (m)

T₂ – T₁ = gradiente de temperaturas entre dos puntos (alta y baja) (K)

1.4.4.2 Convección

Se considera la transferencia de calor por convección desde una superficie sólida que tiene cierta área y temperatura, hacia un fluido a cierta temperatura que se encuentra en un punto

suficientemente lejos de la superficie, según Incropera (1999) para éste cálculo puede usarse la ley de enfriamiento de Newton mostrada en la ecuación 1.7.

$$\dot{Q}_{conv} = h_c \cdot A_{conv} \cdot (T_s - T_\infty) \quad (1.7)$$

Donde:

h_c = coeficiente de transferencia de calor por convección ($\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$)

A_{conv} = área de transferencia de calor por convección (m^2)

T_s = temperatura de la superficie (K)

T_∞ = temperatura del fluido (K)

1.4.4.3 Radiación

Incropera (1999), menciona en referencia a la transferencia de calor por radiación que “el mecanismo de emisión se relaciona con la energía liberada como consecuencia de oscilaciones o transiciones de los muchos electrones que constituyen la materia”.

En los estudios de transferencia de calor es de interés la radiación térmica, que es la forma de radiación emitida por los cuerpos debido a su temperatura. Este calor transferido, así como sus coeficientes pueden determinarse usando las ecuaciones 1.8 y 1.9.

$$\dot{Q}_{rad} = h_{rad} \cdot A_s \cdot (T_s - T_{alred}) \quad (1.8)$$

$$\dot{Q}_{rad} = \varepsilon \cdot A_s \cdot \sigma \cdot (T_s^4 - T_{alred}^4) \quad (1.9)$$

Donde:

h_{RAD} = coeficiente de transferencia de calor por radiación ($\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$)

A_s = área de la superficie (m^2)

ε = emisividad de la superficie

σ = constante de Stefan Boltzman ($5,67 \times 10^{-8} \text{ W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}^4$)

T_s = temperatura de la superficie (K)

T_{alred} = temperatura de los alrededores (K)

1.4.5 Flujo másico y volumétrico en ductos y tuberías

El gasto de masa de un fluido que circula a través de una sección transversal constante, para este caso chimeneas y tuberías de sección circular, podría determinarse usando las ecuaciones 1.10 y 1.11.

$$\dot{m} = \rho \cdot V \cdot A_c \quad (1.10)$$

$$\dot{m} = \frac{m}{t} \quad (1.11)$$

Donde:

\dot{m} = flujo de masa (kg/s)

ρ = densidad de fluido (kg/m³)

V = velocidad promedio del fluido en la dirección de flujo (m/s)

A_c = área de la sección transversal de la tubería o ducto (m²)

m = masa de fluido (kg)

t = tiempo transcurrido (s)

El volumen de un fluido que fluye por un tubo o ducto por unidad de tiempo se llama tasa de flujo volumétrico y se determina usando las ecuaciones 1.12 y 1.13.

$$\dot{V} = \dot{m} / \rho_d \quad (1.12)$$

$$\dot{V} = A_c * V \quad (1.13)$$

Donde:

\dot{V} = flujo volumétrico (m³/s)

A_c = área de la sección transversal del ducto (m²)

V = velocidad promedio del fluido en la dirección de flujo (m/s)

Rosaler (1998), presenta valores de velocidades máximas permisibles para la conducción de fluidos por tuberías, según se resume en la tabla 1.8.

Tabla 1.8. Velocidades recomendadas para conducción de fluidos en tuberías

Fluido a conducir	Vel. máx. (m/s)	Vel. máx. (pie/s)
Líquidos	4	12
Aire y otros gases de una sola fase	5	15
Vapor húmedo a baja presión	50	150
Vapor a presión mayor de 2 bar (25 psi)	65	200
Vapor sobrecalentado por arriba de los 15° C (25 °F)	100	300

Fuente: Rosaler

1.4.6 Pérdida de carga en accesorios de tubería

La longitud equivalente representa una longitud ficticia de tubería del mismo diámetro que el accesorio que introduciría la misma pérdida de carga que el propio accesorio. En otras palabras, se substituye el accesorio por un número determinado de metros de tubería que producen el mismo efecto. (EREN, 2010).

EREN (2010), plantea longitudes equivalentes para accesorios de tubería expresadas como número de diámetros de tubería, cuyos valores se presentan en la tabla 1.9:

Tabla 1.9. Longitudes equivalentes para diversos accesorios de tubería

Accesorio	Le/D
Codo 45°	15
Codo 90° radio estándar	32
Codo 90° radio mediano	26
Codo 90° radio grande	20
Codo 90° en escuadra	60
Codo 180°	75
Codo 180° radio mediano	50
Te (usada como codo, con entrada por la parte recta)	60
Te (usada como codo, con entrada por la derivación)	90
Acoplamiento	Despreciable
Unión	Despreciable
Válvula de compuerta (abierta)	7
Válvula de asiento (abierta)	300
Válvula angular (abierta)	170
Válvula de esfera	3

Fuente: EREN

1.4.7 Pérdidas de calor sensible en los humos

IDAE (2007) señala que estas pérdidas dependen fundamentalmente de los siguientes factores:

- Temperatura de los humos, o la diferencia de temperatura entre éstos y la del aire comburente.
- Calor específico del humo.
- Exceso de aire empleado en la combustión (manifestado como porcentaje de CO₂ en los humos que afecta al caudal másico o volumétrico).

Estas pérdidas suelen estar entre el 6 y el 10 % de la potencia nominal, estos valores se incrementan notablemente con un mantenimiento deficiente.

1.4.8 Energía y Eficiencia energética

IDAE (2011), resalta la importancia de la práctica de la eficiencia energética, cuyo objeto es reducir el consumo de energía. Individuos y organizaciones consumidores directos de energía pueden reducir su consumo para disminuir costos y promover sustentabilidad económica, política y ambiental. Los usuarios industriales y comerciales desear aumentar eficacia y maximizar así su beneficio.

1.4.9 Rendimiento energético en procesos termodinámicos

Es una medida de la efectividad de un sistema, podría aparecer bajo diversas expresiones dependiendo de su aplicación y propósito, podría definirse de forma general usando la ecuación 1.14:

$$\eta_T = \frac{\text{Salidadeseada}}{\text{Entradarequerida}} \quad (1.14)$$

Según la Primera ley de la Termodinámica, se podría definir con las ecuaciones 1.15, 1.16, 1.17 y 1.18.

$$\eta_T = \frac{\dot{E}_{SALE}}{\dot{E}_{ENTRA}} \quad (1.15)$$

$$\dot{E}_{ENTRA} = \dot{E}_{SALE} + \dot{E}_{PÉRDIDAS} \quad (1.16)$$

$$\eta_T = \frac{\dot{E}_{ENTRA} - \dot{E}_{PÉRDIDAS}}{\dot{E}_{ENTRA}} \quad (1.17)$$

$$\eta_T = 1 - \frac{\dot{E}_{PÉRDIDAS}}{\dot{E}_{ENTRA}} \quad (1.18)$$

Donde:

η_T = Rendimiento térmico

En la figura 1.2, se representa el balance energético para un sistema termodinámico abierto usando un diagrama de proceso.

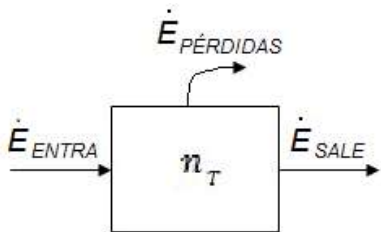


Figura 1.2. Balance energético para un proceso

1.4.10 Balance de energía en sistemas de flujo estable

El balance de masa y energía para un sistema de flujo estable, como son: intercambiadores de calor bombas y tuberías, puede determinarse con las ecuaciones 1.19 y 1.20.

Balance de flujo de masa:

$$\dot{m}_{ENTRA} = \dot{m}_{SALE} \quad (1.19)$$

Balance de energía para flujo estable o estacionario:

$$\dot{E}_{ENTRA} = \dot{E}_{SALE} \quad (1.20)$$

Según su naturaleza, dichas energías podrían encontrarse en sus diversas formas como: calor, trabajo, entalpía, energía cinética y potencial. Para dispositivos de corriente única, se usa la ecuación 1.21.

$$\dot{Q}_{ent} + \dot{W}_{ent} + \dot{m} \cdot \left(h + \frac{v^2}{2} + g \cdot z \right)_{ent} = \dot{Q}_{sale} + \dot{W}_{sale} + \dot{m} \cdot \left(h + \frac{v^2}{2} + g \cdot z \right)_{sale} \quad (1.21)$$

La relación anterior es sencilla de aplicar cuando se pueden estimar en forma intuitiva direcciones de transferencia de calor y trabajo, pero cuando se trata con problemas analíticos o situaciones inciertas, de manera general para dispositivos de corriente única se sugiere utilizar la ecuación 1.22.

$$\dot{Q} - \dot{W} = \dot{m} \cdot \left(h + \frac{V^2}{2} + g \cdot z \right)_{sale} - \dot{m} \cdot \left(h + \frac{V^2}{2} + g \cdot z \right)_{ent} \quad (1.22)$$

Así, para un proceso de flujo estable que ocurre entre los estados inicial y final 1 y 2, respectivamente, se usarían las ecuaciones 1.23 y 1.24.

$$\dot{Q}_{1-2} - \dot{W}_{1-2} = \dot{m} \cdot \left[(h_2 - h_1) + \left(\frac{V_2^2}{2} - \frac{V_1^2}{2} \right) + g \cdot (z_2 - z_1) \right] \quad (1.23)$$

$$q_{1-2} - w_{1-2} = (h_2 - h_1) + \left(\frac{V_2^2}{2} - \frac{V_1^2}{2} \right) + g \cdot (z_2 - z_1) \quad (1.24)$$

Donde:

h = entalpía por unidad de masa (kJ/kg)

q = calor por unidad de masa (kJ/kg)

w = trabajo por unidad de masa (kJ/kg)

\dot{m} = flujo de masa (kg/s)

ρ = densidad de fluido (kg/m³)

V = velocidad promedio del fluido en la dirección de flujo (m/s)

g = aceleración gravitacional (m/s²)

z = nivel o altura (m)

1.4.11 Eficiencia en calderas de vapor

La mayoría de las calderas son diseñadas para tener eficiencias cercanas a 80 %, según lo establece la norma correspondiente; sin embargo, se encuentran trabajando entre el 65 y el 85 %, mientras que la parte restante, es decir, el 35 % y el 15 %, respectivamente, son pérdidas. Este porcentaje de pérdida puede incrementarse cuando la operación de una caldera no es la adecuada. (CONAE, 2002).

Las acciones que aumentan la eficiencia de los sistemas contribuyen sensiblemente a la reducción de esta pérdida, sobre todo en la energía desechada en los gases de combustión. Una de estas puede ser la utilización de sistemas de recuperación de calor. (CONAE, 2002).

Según CONUEE (2009) el rendimiento de la caldera es el porcentaje de la energía contenida en el combustible alimentado que sale en el vapor producido, puede determinarse conforme la ecuación 1.25.

$$\text{Rendimiento} = \frac{\text{Energía aprovechada}}{\text{Energía suministrada}} \quad (1.25)$$

1.4.12 Eficiencia de intercambiadores de calor

Según Incropera (1999), la eficiencia de un intercambiador de calor se define en función de la transferencia de calor máxima posible, según las ecuaciones 1.26, 1.27 y 1.28.

$$q_{M\acute{a}x} = C_{M\acute{i}n} \cdot (T_{Hi} - T_{Ci}) \quad (1.26)$$

$$q = C_H \cdot (T_{Hi} - T_{Ho}) \quad (1.27)$$

$$\varepsilon = \frac{C_H \cdot (T_{Hi} - T_{Ho})}{C_{M\acute{i}n} \cdot (T_{Hi} - T_{Ci})} \quad (1.28)$$

Dónde:

$C_{M\acute{i}n}$ es igual a C_C o C_H , el que sea menor ($W/^\circ C$)

C_C y C_H : Capacitancia térmica de los flujos frío y caliente, respectivamente

T_{Hi} : Temperatura de entrada del fluido caliente ($^\circ C$)

T_{Ci} : Temperatura de entrada del fluido frío ($^\circ C$)

T_{Ho} : Temperatura de salida del fluido caliente ($^\circ C$)

T_{Co} : Temperatura de salida del fluido frío ($^\circ C$)

q : Transferencia de calor (W)

$q_{M\acute{a}x}$: Transferencia de calor máxima posible (W)

En el caso de la caldera para la cual se cumple que $C_C \rightarrow \infty$, entonces se tendría que $C_H = C_{M\acute{i}n}$, por tanto, simplificando se obtiene la ecuación 1.29:

$$\varepsilon = \frac{(T_{Hi} - T_{Ho})}{(T_{Hi} - T_{Ci})} \quad (1.29)$$

1.4.13 Eficiencia de Segunda Ley para calderas

Para el caso específico de calderas o generadores de vapor, podrían plantearse las ecuaciones: 1.30, 1.31 y 1.32, para eficiencia de segunda ley:

$$\eta_{II} = \frac{\text{Ganancia de exergía del fluido calentado}}{\text{Exergía entregada por las llamas}} \quad (1.30)$$

$$\eta_{II} = \frac{\dot{m}_{frío} \cdot (\psi_4 - \psi_3)}{q \cdot \left(1 - \frac{T_0}{T_H}\right)} \quad (1.31)$$

$$\eta_{II} = \frac{\dot{m}_{frío} \cdot [(h_4 - h_3) + T_0 \cdot (s_4 - s_3)]}{q \cdot \left(1 - \frac{T_0}{T_H}\right)} \quad (1.32)$$

Donde:

ψ_3 = exergía de flujo en la entrada del fluido frío (kJ/kg·°C)

ψ_4 = exergía de flujo en la salida del fluido frío (kJ/kg·°C)

h_3 = entalpía de entrada del fluido frío (kJ/kg·°C)

h_4 = entalpía de salida del fluido frío (kJ/kg·°C)

$\dot{m}_{frío}$ = flujo de masa del fluido frío (kg/s)

T_0 = temperatura ambiente (K)

T_H = temperatura de gases en el hogar de combustión (K)

1.4.14 Diagrama de Sankey para caldera

Este diagrama de flujo representa en forma gráfica las transferencias importantes de energía a través de este sistema abierto, explicando que flujos benefician y cuales constituyen pérdidas, residuos o emisiones.

En la figura 1.3, se presenta un diagrama de Sankey representativo para análisis térmico de una caldera de vapor, con sus diferentes composiciones porcentuales de energías aprovechadas y pérdidas.

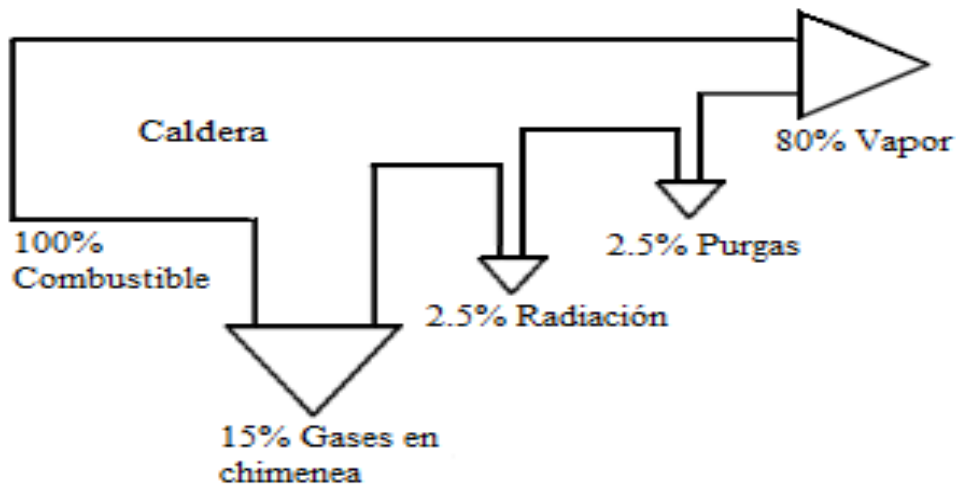


Figura 1.3. Diagrama de Sankey para generación de vapor en una caldera

1.4.15 Emisiones de CO₂ para diversos combustibles

La tabla 1.10 presenta valores de emisiones de CO₂ en base masa, para reacciones de combustión de diversos combustibles líquidos y gaseosos, planteados por Sun Earth Tools.

Tabla 1.10. Emisiones de CO₂, generadas para diversos combustibles

Combustible	Emisiones de CO ₂ , resultante
Petróleo (gasolina)	$2 \text{ C}_8\text{H}_{18} + 25 \text{ O}_2 \rightarrow 16 \text{ CO}_2 + 18 \text{ H}_2\text{O} + \text{Energía}$ $2 \text{ mol C}_8\text{H}_{18} \cdot (114 \text{ g/mol}) \rightarrow 16 \text{ mol CO}_2 \cdot (44 \text{ g/mol})$ 1 kg Gasolina produce 3,09 kg CO ₂
Diesel C ₁₂ H ₂₃	$4 \text{ C}_{12}\text{H}_{23} + 71 \text{ O}_2 \rightarrow 48 \text{ CO}_2 + 46 \text{ H}_2\text{O} + \text{Energía}$ $4 \text{ mol C}_{12}\text{H}_{23} \cdot (167,31 \text{ g/mol}) \rightarrow 48 \text{ mol CO}_2 \cdot (44 \text{ g/mol})$ 1 kg Diesel produce 3,16 kg CO ₂
GLP	$\text{C}_3\text{H}_8 + 5 \text{ O}_2 \rightarrow 3 \text{ CO}_2 + 4 \text{ H}_2\text{O} + \text{Energía}$ $1 \text{ mol C}_3\text{H}_8 \cdot (44 \text{ g/mol}) \rightarrow 3 \text{ mol CO}_2 \cdot (44 \text{ g/mol})$ 1 kg GLP produce 3 kg CO ₂
Metano	$\text{CH}_4 + 2 \text{ O}_2 \rightarrow \text{CO}_2 + 2 \text{ H}_2\text{O} + \text{Energía}$ $1 \text{ mol CH}_4 \cdot (16 \text{ g/mol}) \rightarrow 1 \text{ mol CO}_2 \cdot (44 \text{ g/mol})$ 1 kg Metano produce 2,75 kg CO ₂
Biodiesel	$\text{C}_{20}\text{H}_{40}\text{O}_2 + 29 \text{ O}_2 \rightarrow 20 \text{ CO}_2 + 20 \text{ H}_2\text{O} + \text{Energía}$ $1 \text{ mol C}_{20}\text{H}_{40}\text{O}_2 \cdot (312,53 \text{ g/mol}) \rightarrow 20 \text{ mol CO}_2 \cdot (44 \text{ g/mol})$ 1 kg Biodiesel produce 2,82 kg CO ₂

Fuente: Sun Earth Tools

1.4.16 Indicadores de eficiencia y alternativas de optimización energética

Según IEA (2014) los indicadores de eficiencia energética son intensidades, presentados como una relación entre el consumo de energía (medido en unidades energéticas) y los datos de actividad (medidos en unidades físicas).

Según la norma UNE-ISO 50001 de gestión energética un Indicador de desempeño energético, es un valor cuantitativo o de medida del desempeño energético, pudiendo ser estos una simple medición, un cociente o un modelo más complejo.

FENERCOM (2010) plantea varias posibilidades técnicas para optimización de sistemas y equipos en instalaciones hospitalarias, algunas de ellas se presentan en la tabla 1.11.

Tabla 1.11. Mejoras potenciales y estimación de ahorro en sistemas de equipamiento

Sistema Equipo	Mejoras posibles	Consecuencia	Ahorro estimado
Calderas	Optimización de la combustión	Ahorro en combustible	15 %
	Aprovechamiento calores residuales	Utilización del calor para ACS/Calefacción	25 %
Climatización (bombas de calor)	Aumento del rendimiento de la máquina y recuperación de calor para ACS	Reducción en el consumo eléctrico	40 %
		Producción de ACS para consumo	
Motores eléctricos	Disminución de la potencia de arranque	Optimización de la potencia	15 %
Bombas circulación fluidos	Regulación de la potencia en función de la presión	Reducción del consumo eléctrico	15 %

Fuente: FENERCOM

1.5 Conclusiones del Capítulo 1

- Existen diversas ecuaciones generales de la bibliografía técnica relacionadas con la Termodinámica clásica, Mecánica de fluidos, Transferencia de calor y Combustión en sistemas como equipos y tuberías.
- Se analizan varias publicaciones internacionales respecto a aprovechamiento energético de gases residuales proveniente de chimeneas de calderas usadas en sector industrial y centrales de cogeneración.
- Se plantean modelos para determinar la eficiencia térmica en procesos de generación de vapor. Si bien no se ha encontrado información correspondiente al aprovechamiento energético en instituciones de salud, se cuenta con ciertos indicadores de consumo tipo para este sector.

CAPÍTULO 2

METODOLOGÍA PARA CÁLCULO DE PÉRDIDAS DE CALOR Y APROVECHAMIENTO ENERGÉTICO

El objetivo de este capítulo es explicar las técnicas, instrumentos metodológicos y tecnológicos aplicados para la obtención de datos, así como los procedimientos y técnicas para tratamiento y obtención de información. En el campo técnico se exponen métodos para cálculo de pérdidas de calor y eficiencia térmica, así como métodos para simulación. Finalmente se explican varios indicadores de aprovechamiento energético.

2.1 Paradigma o enfoque epistemológico

La investigación a desarrollarse se puede clasificar como aplicada de campo y laboratorio. Se aplicará el método científico, con apoyo en analítico-sintético e inductivo-deductivo, basado en modelos físicos de termodinámica y transferencia de calor. Las técnicas a aplicarse son la observación estructurada de campo y laboratorio, la medición de parámetros físicos y la experimental con simulación computacional.

2.2 Alcance de la investigación

Se realiza análisis termodinámico y de transferencia de calor para determinar pérdidas térmicas en los elementos componentes del sistema: caldera, tuberías bombas y accesorios, con la finalidad de determinar eficiencias energéticas. A partir de esto se podrá proponer alternativas de ahorro de combustible que permitirán mejorar el grado de aprovechamiento energético para alcanzar finalmente un rango de funcionamiento óptimo.

2.3 Técnicas y procedimientos para obtención de datos

Se aplicarán cuatro técnicas que permitirán la recopilación de información básica y parámetros técnicos, siendo éstas: la observación para obtener características de funcionamiento del sistema, la entrevista para conocer la opinión técnica de los responsables de la operación del sistema, la medición que implica la utilización de varios instrumentos y aparatos digitales para toma de datos de parámetros termofísicos, y finalmente partiendo de todos estos datos recopilados se aplicará la experimentación iniciando con el cálculo matemático relacionado con termodinámica y transferencia de calor para concluir con la simulación usando software.

La observación: Se observa el proceso termodinámico actual y se recopila información técnica respecto al funcionamiento y componentes del sistema de generación y distribución de vapor.

La entrevista: Se realiza una entrevista relacionada con el funcionamiento del Sistema de generación y distribución de vapor, dirigida al personal administrativo y técnico del Área de Mantenimiento del Hospital, que servirá de línea base para realizar el diagnóstico energético preliminar de este estudio. El instrumento aplicado será una guía de entrevista, cuyo formato validado se presenta en Anexo 1.

La medición: Se toman medidas de propiedades termofísicas: presiones atmosférica y manométrica, temperaturas ambientales y superficiales, y velocidad, cuyos valores se registran en las respectivas Hojas de reporte incluidas en Anexo 5 y 6.

Para la determinación de pérdidas térmicas en el sistema, se considera transferencia de calor por convección y radiación desde superficies planas y cilíndricas metálicas, se justifica el uso de una cámara termográfica de baja escala de temperatura (entre $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ hasta $250\text{ }^{\circ}\text{C}$), que para una detección precisa cuenta con ajuste de emisividad variable y parámetros de reflexión de temperatura. Algunos valores para emisividad se presentan en Anexo 10.

Cada imagen termográfica obtenida, permite visualizar el valor de una temperatura puntual y el resto de valores se puede estimar mediante paletas de colores que usualmente presentan cuatro rangos de temperatura diferentes.

La experimentación: Permite describir y caracterizar el proceso estudiado y sus particularidades. Esta fase se desarrolla en las instalaciones físicas utilizadas en el proceso de generación y distribución de vapor existentes en el Hospital SOLCA de Ambato.

Técnicas computacionales: Se realiza simulación usando software para análisis y simulación de flujo por tuberías. El trazado de tuberías real del sistema a simular contiene 6 nodos y 5 tramos: uno principal y cuatro de distribución hacia cada equipo consumidor, lo cual justifica plenamente el uso de un software tipo demo, el cual permite resolver redes de hasta 5 nodos, y cuenta con todas las herramientas de análisis y la misma exactitud que el software comercial (que resuelve redes de hasta 250 nodos), permitiendo obtener en forma

rápida y precisa valores de: presión absoluta en cada nodo planteado, así como velocidades, caída de presión y Número de Reynolds por cada tramo.

2.4 Diseño experimental

Para el desarrollo de esta investigación se plantean como variables las Pérdidas térmicas y el Aprovechamiento energético, que son dos propiedades o parámetros del sistema muy relacionadas con la Termodinámica y Transferencia de calor. Estas pueden clasificarse según las siguientes características:

- Por su naturaleza: cuantitativas (pues se expresan numéricamente), y continuas (pueden asumir cualquier valor numérico).
- Según su nivel de abstracción: generales (pues no son medibles directamente).
- Según su dominio: Las pérdidas térmicas influyen sobre el aprovechamiento energético, por tanto se plantea:

La **variable independiente** está constituida por:

Las pérdidas térmicas en el sistema de generación y distribución de vapor.

Mientras que la **variable dependiente** consiste en:

El aprovechamiento energético, que se infiere partiendo de dos conceptos básicos: la eficiencia térmica (que se calcula con las pérdidas de calor en el sistema) y los indicadores energéticos (que se relacionan con el uso de la energía). Al respecto IDAE (2011) sostiene que el uso racional de la energía lleva a maximizar el aprovechamiento de los recursos que en la actualidad comienzan a escasear en todo el mundo. En Anexo 2, se presenta la operacionalización de estas dos variables a partir de sus respectivas categorías e indicadores.

2.4.1 Selección de las variables

Las principales variables involucradas en el proceso de generación y distribución de vapor en el Hospital SOLCA Ambato, son las siguientes:

- Temperatura y presión de entrada de agua a la caldera
- Temperatura y presión de salida de vapor de la caldera
- Flujo másico de salida de vapor de la caldera
- Temperatura exterior en paredes de la caldera
- Temperatura de salida de gases por la chimenea

- Flujo másico y velocidad de salida de gases por la chimenea
- Temperatura exterior en paredes de la chimenea
- Temperatura exterior en paredes de tuberías para vapor y condensados

Para la determinación de las pérdidas de calor a partir de los coeficientes de transferencia de calor obtenidos al aplicar los modelos planteados en el marco teórico, estas variables se midieron de forma directa en el sistema. Además se midieron los parámetros ambientales que influyen en la transferencia de calor, como son:

- Temperatura ambiental al interior de la Sala de máquinas
- Humedad ambiental al interior de la Sala de máquinas
- Presión atmosférica en la ciudad de Ambato

2.4.2 Instalación experimental

Los experimentos que conducen a verificar el grado de aprovechamiento energético para el sistema de generación y distribución de vapor consideran variaciones de caudal de aire atmosférico que ingresa al quemador controlado con dispositivos de regulación configurados en fábrica diseñados para dos condiciones de operación con media o alta potencia (296 o 593 kW) programadas en función de la producción de vapor media o alta (392 o 784 kg/h).

Partiendo de ciertas variaciones previstas para el caudal de aire se pueden proyectar variaciones en consumo de combustible, aprovechamiento energético y eficiencia térmica, los niveles de estas variables se obtienen a partir de los parámetros de trabajo establecidos para el proceso en el Hospital SOLCA Ambato.

2.5 Procedimiento para validar la calidad de los datos obtenidos

Podrá existir variación significativa entre valores de temperatura ambiente arrojados usando psicrómetro respecto de aquellos proyectados con el uso de termografía, en este caso se prefiere aquellos valores puntuales arrojados por el psicrómetro.

Respecto a la precisión de los equipos de medición utilizados, la cámara termográfica posee ± 2 °C o ± 2 % de precisión en las lecturas y una sensibilidad térmica menor a 0,15 °C a 30 °C, esto representa errores de hasta ± 5 °C al alcanzar los valores máximos. Para el caso del psicrómetro, al tomar velocidades se tiene un error de $\pm 0,4$ m/s, para medir temperaturas es de $\pm 0,5$ °C y para humedades alcanza $\pm 2,5$ %.

2.6 Procedimiento para diagnóstico energético

Acorde con lo manifestado por Hernández *et al* (2004) para este estudio se considera un diagnóstico de segundo grado pues comprende la evaluación de eficiencia energética y de potenciales de ahorro de energía con o sin inversión para el sistema de generación y distribución de vapor, cuyo procedimiento comprende las siguientes etapas:

- Ubicación del entorno en el que se elabora el diagnóstico
- Recopilación de información energética que caracteriza al usuario
- Obtención de costos de diesel y tarifas eléctricas
- Evaluación del estado energético actual
- Determinación del potencial de ahorro de energía
- Selección de las medidas ahorradoras a implementar

2.7 Procedimiento de cálculo para determinar las pérdidas de calor, eficiencias y aprovechamiento energético

Se aplica el método indirecto que consiste en determinar las pérdidas térmicas que en este caso se refieren a caldera, chimenea y líneas de distribución, para a partir de este resultado determinar la eficiencia térmica y el aprovechamiento energético.

El procedimiento de cálculo comprende las siguientes etapas:

- Medición de temperatura y humedad relativa para el medio circundante, durante una hora de operación del sistema, obteniendo al menos 10 mediciones que permitan establecer promedios y variaciones.
- Obtención de imágenes térmicas para las superficies exteriores expuestas a transferencia de calor correspondientes a la caldera, chimenea, tanque de retorno de condensados y tuberías para conducción de vapor que cuenten o no con aislamiento térmico.
- Análisis de imágenes térmicas para explicar la ubicación de isoterms y zonas de alta o baja temperatura en función de los detalles de fabricación de los equipos.
- Análisis crítico de los valores de rangos de temperaturas que arrojan las imágenes térmicas en comparación con otros sensores analógicos instalados para control de operación del sistema.
- Determinación de temperaturas promedio correspondiente a la mayor parte del área expuesta.

- Cálculo de coeficientes de transferencia de calor por convección natural desde superficies planas y cilíndricas aplicando las ecuaciones 2.3 y 2.4 que son correlaciones empíricas cuya forma general se muestra a continuación:

$$\overline{Nu}_D = \frac{\bar{h} \cdot D}{k} = C \cdot Re_D^m \cdot Pr^{1/3}$$

- Cálculo de coeficientes de transferencia de calor por radiación desde superficies planas y cilíndricas mediante el uso de correlaciones.
- Cálculos de pérdidas térmicas por convección y radiación.
- Cálculo de presiones y velocidades por cada tramo de tubería para distribución de vapor.
- Simulación mediante software para obtener parámetros hidráulicos por cada tramo de tubería para distribución de vapor.
- Determinación de eficiencia térmica por cada subproceso y para el proceso global.
- Determinación del grado de aprovechamiento energético para el sistema objeto de estudio.
- Simulación mediante software para optimizar el grado de aprovechamiento energético para el sistema.

2.7.1 Coeficientes para pérdidas de calor para tuberías con revestimiento

Al calcular el espesor de aislamiento de lana de vidrio necesario en una tubería horizontal de acero por la que circula vapor en un recinto cerrado, para que la pérdida de calor sea el 10 % de la que se produciría sin recubrimiento, IDAE (2007) señala que se debe calcular el flujo de calor suponiendo que la temperatura exterior de la tubería coincide con la interior (ya que al ser de acero la resistencia térmica es despreciable). Los coeficientes de convección exterior y radiación a utilizar están dados por las ecuaciones 2.1 y 2.2:

$$h_{conv} = 1,25 \cdot \sqrt[4]{\frac{\Delta T}{D}} \quad (2.1)$$

$$h_{rad} = \varepsilon \cdot \sigma \cdot (T_{sup} + T_{aire}) \cdot (T_{sup}^2 + T_{aire}^2) \quad (2.2)$$

Donde:

h_{conv} = Coeficiente de transferencia de calor por convección (W/m²·K)

h_{rad} = Coeficiente de transferencia de calor por radiación ($\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$)

D = diámetro exterior (m)

ΔT = diferencia de temperaturas entre fluido conducido y ambiente exterior ($^{\circ}\text{C}$)

ε = emisividad de la superficie

σ = constante de Stefan Boltzman ($5,67 \times 10^{-8} \text{ W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}^4$)

T_{sup} = temperatura superficial (K)

T_{aire} = temperatura ambiente (K)

2.7.2 Coeficientes aplicables para transferencia de calor por convección

Incropera (1999) cita entre otras las siguientes correlaciones experimentales que permiten determinar el Número de Nusselt promedio global y a partir de este el coeficiente de transferencia de calor promedio para condiciones de convección en flujo externo.

a) Correlación única de Churchill y Ozoe para todos los números de Prandtl para flujo laminar sobre una placa isotérmica.

$$\overline{Nu}_x = \frac{\bar{h} \cdot x}{k} = \frac{0.6774 \cdot Re_D^{1/2} \cdot Pr^{1/3}}{\left[1 + \left(\frac{0.0468}{Pr}\right)^{2/3}\right]^{1/4}} \cdot Pe_x \geq 100 \quad (2.3)$$

Donde:

Nu_x = Número de Nusselt

k = Conductividad térmica ($\text{W}/\text{m} \cdot \text{K}$)

h = Coeficiente de transferencia de calor por convección ($\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$)

L = Longitud de la placa (m)

Re_x = Número de Reynolds

Pr = Número de Prandtl

Pe_x = Número de Pellet

b) Correlación empírica debida a Hilpert para flujo exterior sobre un cilindro

$$\overline{Nu}_D = \frac{\bar{h} \cdot D}{k} = C \cdot Re_D^m \cdot Pr^{1/3} \quad (2.4)$$

Donde:

Nu_D = Número de Nusselt

k = Conductividad térmica (W/m·K)

h = Coeficiente de transferencia de calor por convección (W/m²·K)

D = Diámetro exterior del cilindro (m)

C y m : constantes, según la tabla 2.1

Re_D = Número de Reynolds

Pr = Número de Prandtl

Tabla 2.1. Constantes para la correlación de Hilpert

Re_D	C	M
0,4 – 4	0,989	0,330
4 – 40	0,911	0,385
40 – 4 000	0,683	0,466
4 000 – 40 000	0,193	0,618
40 000 – 400 000	0,027	0,805

Fuente: Incropera

2.8 Procedimiento para contraste de Hipótesis

Se aplica contraste de hipótesis usando el Test Chi Cuadrado, bajo el siguiente esquema de análisis:

Planteamiento de Hipótesis:

- Hipótesis nula (H_0): La reducción de pérdidas térmicas en el sistema de generación y distribución de vapor NO mejora el grado de aprovechamiento energético en la Casa de Máquinas del Hospital “Dr. Julio Enrique Paredes” Unidad Oncológica SOLCA Tungurahua.
- Hipótesis alternativa (H_1): La reducción de pérdidas térmicas en el sistema de generación y distribución de vapor permite mejorar el grado de aprovechamiento energético en la Casa de Máquinas del Hospital “Dr. Julio Enrique Paredes” Unidad Oncológica SOLCA Tungurahua.

Un modelo simplificado para matriz de contraste considerando la situación actual y la futura, que facilitarían plantear el análisis estadístico inferencial posterior se muestra en la tabla 2.2.

Tabla 2.2. Modelo para comparación frecuencias observadas

Causa-Efecto	Situación actual	Situación futura
Pérdidas térmicas consideradas según su magnitud	Valor actual (kW)	Valor proyectado (kW)
Grado de Aprovechamiento energético para el sistema	Valor actual (%)	Valor proyectado (%)

Fuente: Investigador

Posteriormente se aplica la Prueba estadística Ji-cuadrado, que permite evaluar hipótesis acerca de la relación entre dos variables medidas para probar hipótesis correlacionales, y que en esencia es una comparación entre la “tabla de frecuencias observadas” y la “tabla de frecuencias esperadas”, se calcula usando la ecuación 2.5, y las tablas respectivas.

$$X^2 = \sum \frac{(O-E)^2}{E} \quad (2.5)$$

Donde:

X^2 = Estadístico Ji-cuadrado

O = Frecuencias observadas

E = Frecuencias esperadas

Los grados de libertad necesarios para entrar a la tabla de probabilidades dependen del número de celdas que tiene la tabla de asociación donde están los datos de frecuencias y se determinan usando la ecuación 2.6:

$$GL=(r-1) \cdot (C-1) \quad (2.6)$$

Donde:

GL = Grados de libertad

r = # renglones o filas de la tabla de contingencia

C = # de columnas

Si la diferencia entre frecuencias observadas y esperadas es grande, significa que la hipótesis nula es falsa, o sea que esta distribución no se ajusta a la teórica, mientras que si la diferencia entre frecuencias observadas y esperadas no es muy grande, significa que la hipótesis nula es verdadera, por tanto la distribución en la muestra se ajusta a la distribución teórica y diremos que no hay significación estadística.

2.9 Conclusiones del Capítulo 2

- Se plantea un procedimiento para determinación de pérdidas térmicas que comprende una primera etapa de medición de temperaturas en campo tanto en ambiente como en superficies usando instrumentos de medición digitales y otra segunda etapa que consiste en los cálculos usando las ecuaciones matemáticas técnicas disponibles en libros técnicos y publicaciones, culminando con la determinación del grado de aprovechamiento energético. La etapa experimental plantea dos escenarios de análisis para medio y bajo consumo de vapor, considerando la configuración de fábrica del quemador para funcionamiento modulante en dos etapas.
- Se aplica el método directo para la determinación de la eficiencia a partir de las pérdidas térmicas en el sistema. El estudio acorde con la profundidad y propuesta planteada corresponde a un diagnóstico energético de segundo grado.
- Se analizan diversos modelos específicos planteados por instituciones energéticas, que permiten determinar coeficientes de transferencia de calor por convección y radiación en sistemas como equipos y tuberías.
- Los resultados obtenidos permiten proponer una matriz de contraste de hipótesis que validarán mediante estadística inferencial la relación entre variables para el presente estudio.

CAPÍTULO 3

RESULTADOS DE LA INVESTIGACIÓN

El objetivo de este capítulo es analizar e interpretar resultados correspondientes a: entrevista preliminar de diagnóstico energético, análisis de imágenes termográficas, simulación de flujo de vapor por tuberías, determinación de pérdidas de calor en el sistema de generación y distribución de vapor y de consumos energéticos, para finalmente determinar eficiencias térmicas y proponer indicadores relacionados con consumo energético.

3.1 Análisis del diagnóstico preliminar

Posterior a la entrevista realizada al Responsable técnico del Área de Mantenimiento del Hospital en relación con el consumo de energía para el Sistema de generación y distribución de vapor, se registró la información en una Hoja de chequeo que se adjunta en Anexo 3.

3.1.1 Energía consumida por el sistema

La figura 3.1 compara el consumo para cada fuente energética que suministra al Hospital SOLCA.

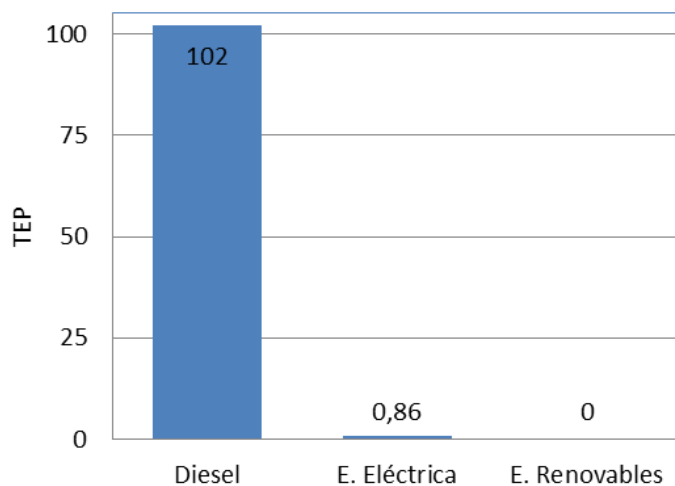


Figura 3.1. Distribución de consumo por fuente energética

Más del 99 % (102 TEP) de la energía requerida por el sistema proviene de la quema de un combustible líquido fósil como el diesel, mientras que menos del 1 % (0,86 TEP) corresponde al uso de energía eléctrica. Tampoco se ha proyectado en el corto plazo la aplicación como apoyo de alguna forma de energía renovable.

En casos emergentes el Hospital podría autogenerar energía eléctrica con un Grupo electrógeno de 350 kVA de capacidad, requiriendo 400 gal diesel/año (1,6 TEP adicionales).

3.1.2 Costos de Energía consumida por el sistema

La figura 3.2 compara gráficamente los costos de energía por fuente de suministro.

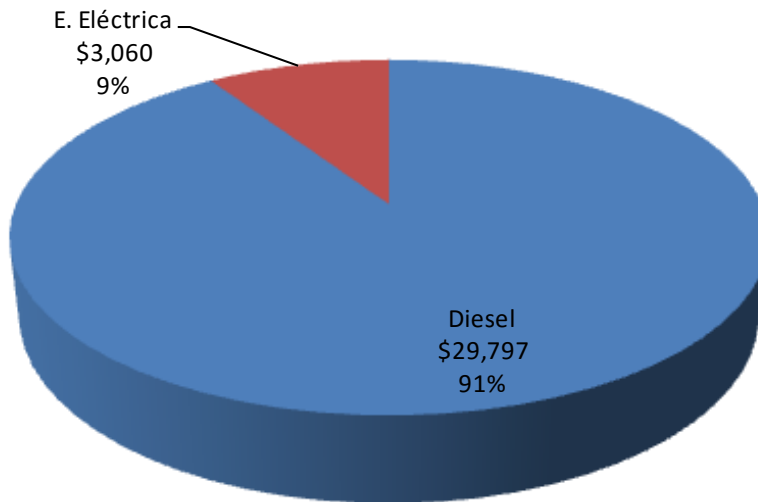


Figura 3.2. Costos anuales de energía para el sistema

El 91% de los costos anuales de energía requerida por el sistema proviene de la quema de diesel, mientras que el restante 9% corresponde a los costos de energía eléctrica.

3.1.3 Emisiones de CO₂ hacia la atmosfera

La figura 3.3 compara las emisiones de CO₂ por fuente de suministro.

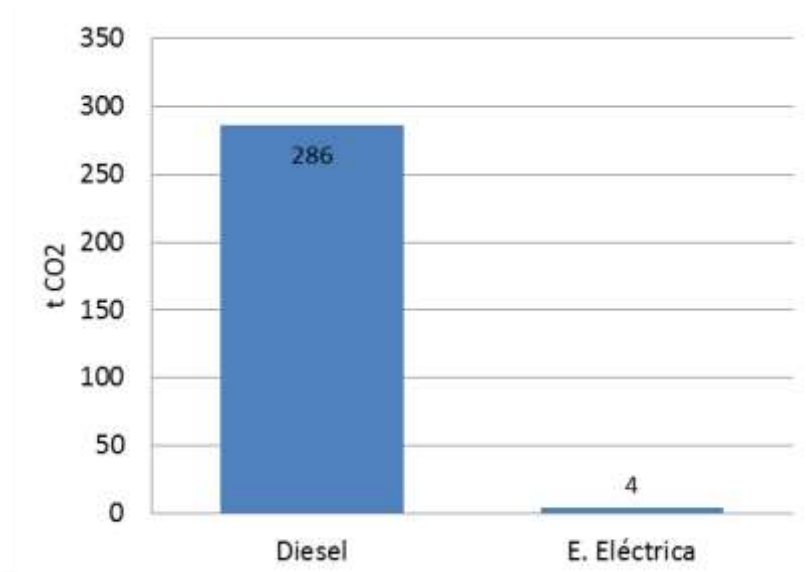


Figura 3.3. Emisiones de CO₂ por fuente de energía

Más del 98 % de las emisiones gaseosas de CO₂ son producidas por la quema de diesel, mientras que menos del 2 % corresponde al uso de energía eléctrica. Con una cotización de mercado de derechos de emisión en la Unión europea que para el 2012 alcanzó 10 €/t CO₂, se estima que el Hospital de SOLCA tendría una penalización de \$ 4 000 para el año 2014.

3.2 Análisis de imágenes termográficas

3.2.1 Distribución de temperatura en la superficie exterior de la caldera

La figura 3.4 presenta imágenes termográficas que muestran la distribución de temperaturas correspondientes a las superficies periféricas externas de la caldera.

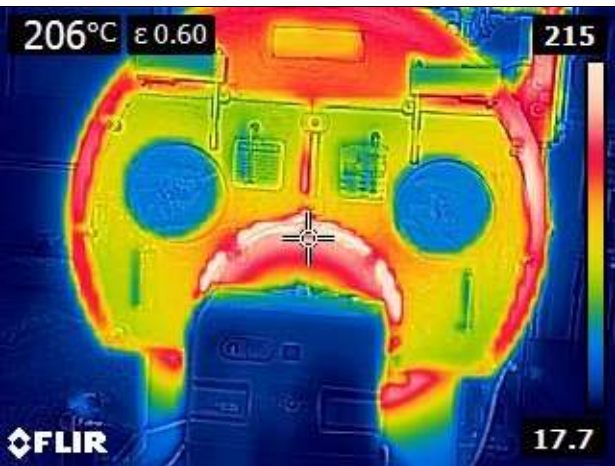
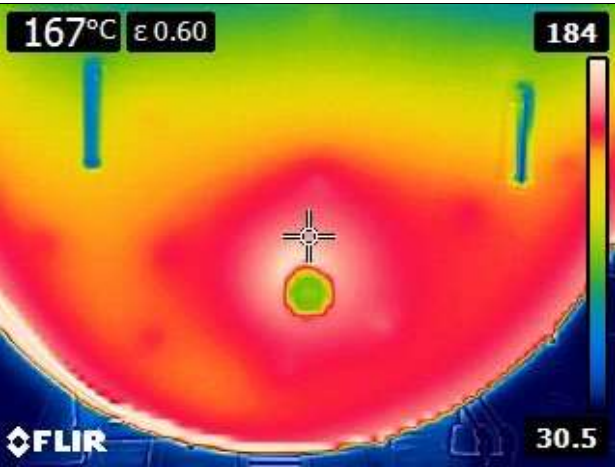
Ubicación	Imagen termográfica
<p>Zona frontal</p> <p>$T_{MAX} = 215\text{ }^{\circ}\text{C}$</p> <p>$T_{AMB} = 17\text{ }^{\circ}\text{C}$</p>	
<p>Zona posterior</p> <p>$T_{MAX} = 184\text{ }^{\circ}\text{C}$</p>	

Figura 3.4: Imágenes de Termografía correspondientes al exterior de la caldera

La mayor parte de la superficie expuesta frontal y posterior se encuentra a entre 80 y 160 °C, y para cálculos se considera un promedio de 120 °C, mientras que para la superficie periférica cilíndrica se tomará 30 °C.

3.2.2 Distribución de temperatura en paredes de la chimenea

La figura 3.5 presenta imágenes termográficas para la chimenea de gases de combustión.


Ubicación	Imagen termográfica
<p>Posición inferior</p> <p>$T_{LOC} = 182\text{ }^{\circ}\text{C}$</p> <p>$T_{MAX} = 202\text{ }^{\circ}\text{C}$</p>	
<p>Posición intermedia, altura 2 m</p> <p>$T_{MAX} = 153\text{ }^{\circ}\text{C}$</p>	
<p>Posición superior, altura 4 m</p> <p>$T_{MAX} = 117\text{ }^{\circ}\text{C}$</p>	

Figura 3.5: Imágenes de Termografía correspondientes al exterior de la chimenea

La mayor parte de la superficie se encuentra entre 100 y 200 °C, y para cálculos de transferencia de calor se considera una temperatura superficial promedio de 150 °C correspondiente a posiciones intermedias de la chimenea sin aislamiento.

Con los datos de temperatura de la sección anterior, se obtuvo la siguiente curva distribución que se representa en la figura 3.6, y que tiene un alto grado de ajuste al modelo de regresión exponencial respecto a la longitud de chimenea.

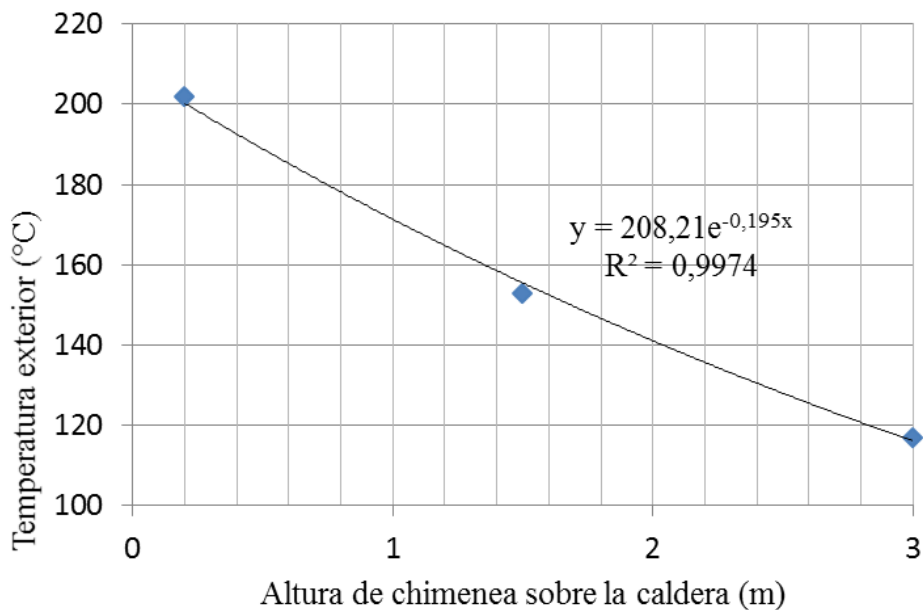


Figura 3.6. Distribución de temperaturas máximas en función de la longitud de chimenea

3.2.3 Distribución de temperatura en paredes exteriores de tuberías de vapor

La figura 3.7 presenta varias imágenes termográficas que muestran la distribución de temperaturas en tuberías para conducción de vapor correspondiente a tramos con y sin aislamiento térmico.

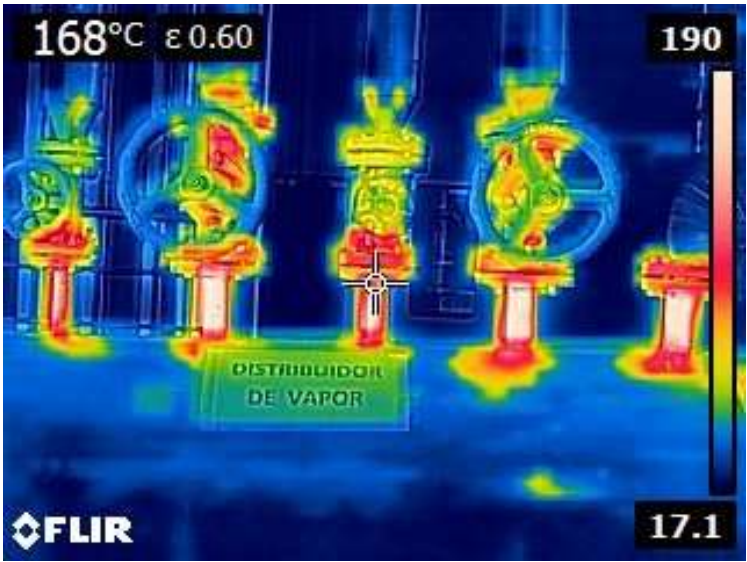
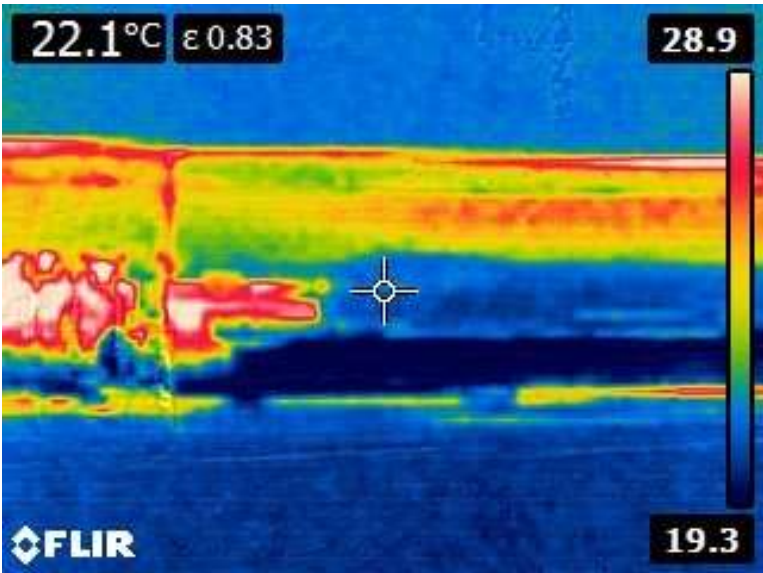
Ubicación	Imagen termográfica
Salida distribuidor de vapor Tubería sin aislamiento $T_{MAX} = 190\text{ }^{\circ}\text{C}$	
Tubería de vapor con aislamiento de lana de vidrio	

Figura 3.7. Imágenes de Termografía correspondientes a las tuberías de vapor

En la salida del distribuidor, la mayor parte de la superficie expuesta de las tuberías de vapor sin aislamiento se encuentra entre 170 y 190 °C, para cálculos de transferencia de calor se tomará una temperatura promedio de 180 °C. La mayor parte de la superficie expuesta de las tuberías de vapor con aislamiento se encuentra entre 24 y 28 °C.

La figura 3.8 presenta varias imágenes termográficas que muestran la distribución de temperaturas en tuberías para condensado.

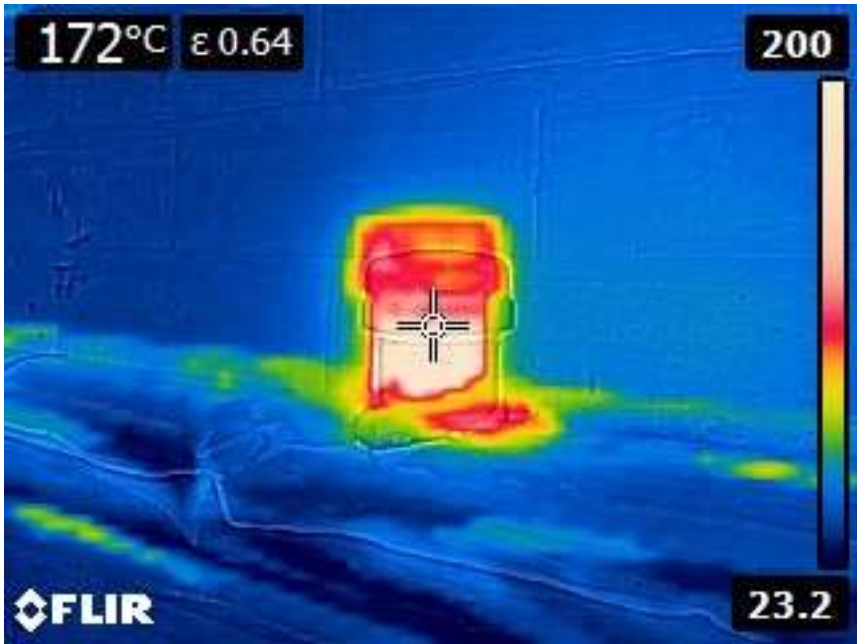
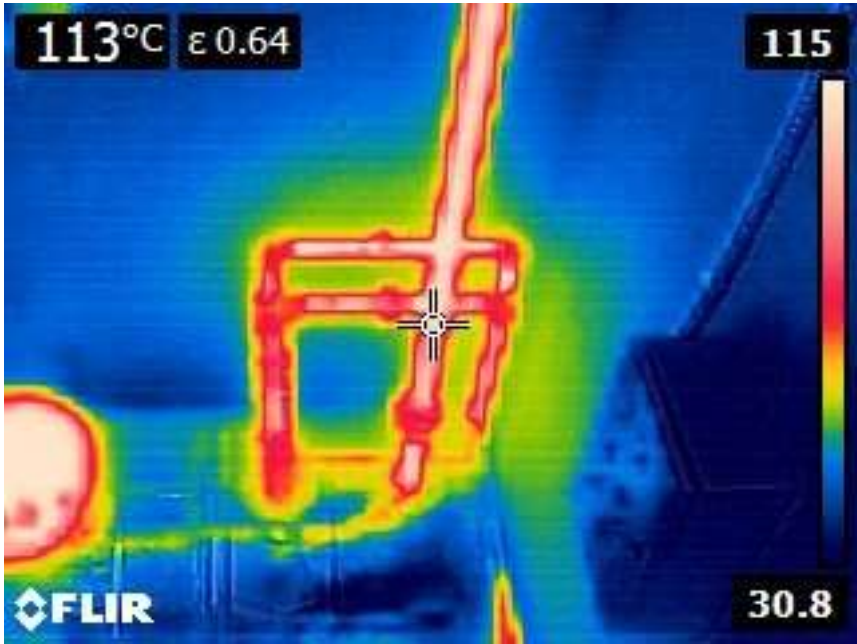
Ubicación	Imagen termográfica
Acoples en tubería de vapor sin aislamiento	
Tuberías para retorno de condensados sin aislamiento	

Figura 3.8. Imágenes de Termografía correspondientes a tuberías de condensado

En la tubería de retorno de condensados, la mayor parte de la superficie expuesta de las tuberías sin aislamiento térmico alcanza entre 40 y 80 °C, mientras que la superficie exterior del tanque de condensados llega hasta 80 °C.

3.3 Cálculo de pérdidas de carga en tuberías de vapor y condensado

3.3.1 Determinación de longitudes equivalentes

La ubicación referencial de equipos y el recorrido de tuberías de distribución, se muestran en Anexo 8. La tabla 3.1 muestra las longitudes equivalentes para cada tramo analizado.

Tabla 3.1. Longitudes equivalentes por tramos de tuberías

Tramo principal: Calderas hacia distribuidor de vapor	Diám. Int. D (m)	Número unidades	Coficiente L/D	Longitud equiv. Leq (m)
Longitud tramo recto				6,0
Codo 90° radio estándar	0,05	3	32	4,8
Te (usada como codo, con entrada por la parte recta)	0,05	1	60	3,0
Válvula de compuerta (abierta)	0,05	2	7	0,7
			Total (m)	14,5

Tramo: Distribuidor de vapor hacia Cocina	Diám. Int. D (m)	Número unidades	Coficiente L/D	Longitud equiv. Leq (m)
Longitud tramo recto				115,0
Codo 90° radio estándar	0,025	10	32	8,0
Te (usada como codo, con entrada por la parte recta)	0,025	3	60	4,5
Válvula de compuerta (abierta)	0,025	1	7	0,2
			Total (m)	127,7

Tramo: Distribuidor de vapor hacia Esterilización	Diám. Int. D (m)	Número unidades	Coficiente L/D	Longitud equiv. Leq (m)
Longitud tramo recto				90,0
Codo 90° radio estándar	0,01875	10	32	6,0
Te (usada como codo, con entrada por la parte recta)	0,01875	3	60	3,4
Válvula de compuerta (abierta)	0,01875	1	7	0,1
			Total (m)	99,5

Tramo: Distribuidor de vapor hacia Lavandería	Diámetro D (m)	Número unidades	Coficiente L/D	Longitud equiv. Leq (m)
Longitud tramo recto				80,0
Codo 90° radio estándar	0,0375	10	32	12,0
Te (usada como codo, con entrada por la parte recta)	0,0375	3	60	6,8
Válvula de compuerta (abierta)	0,0375	1	7	0,3
			Total (m)	99,0

Tramo: Distribuidor de vapor hacia Calentamiento de agua	Diámetro D (m)	Número unidades	Coficiente L/D	Longitud equiv. Leq (m)
Longitud tramo recto				10,0
Codo 90° radio estándar	0,0375	8	32	9,6
Te (usada como codo, con entrada por la parte recta)	0,0375	3	60	6,8
Válvula de compuerta (abierta)	0,0375	1	7	0,3
Fuente: Investigador			Total (m)	26,6

3.3.2 Determinación de caídas de presión por tramos

Considerando los resultados de la tabla 3.1, al aplicar los coeficientes para longitud equivalente de accesorios de tubería, se determinan las siguientes caídas de presión por cada tramo que se presentan en la tabla 3.2.

Tabla 3.2. Pérdidas de presión por cada tramo

Tramo	Diámetro interior (m)	Longitud equivalente (m)	Flujo vapor conducido (kg/h)	Volumen específico (m ³ /kg)	Caída presión (kPa)	Presión manom. inicial (kPa)	Presión manom. final (kPa)
Calderas - distribuidor vapor	0,05	14,5	494	0,25	3,58	700	696,4
Distribuidor de vapor - Cocina	0,025	127,7	86	0,28	33,95	696	662,5
Distribuidor vapor - Esterilización	0,02	99,5	100		109,18		587,2
Distribuidor vapor - Lavandería	0,04	99,0	195		12,91		683,5
Distribuidor vapor - Calentamiento agua	0,04	26,6	113		1,17		695,3

Se observa que el tramo que conduce hacia Esterilización tiene la mayor caída de presión (14 %), mientras que en aquel que se dirige hacia los Calentadores de agua se tiene la menor caída de presión (0,1 %).

3.4 Simulación de flujo de vapor por tuberías

Partiendo de la disposición general de calderas y equipos consumidores, y considerando los materiales de fabricación de las tuberías, y accesorios para unión y cambio de dirección, así como los parámetros termofísicos de presión y temperatura del vapor a la salida de la caldera y los consumos de vapor, se usó un software demo comercial versión idioma inglés para simulación de flujo en redes de tubería y se obtuvieron los siguientes resultados para presiones, velocidades y número de Reynolds, que se muestran en la figura 3.9.

El Área de Cocinas requiere vapor a 200 kPa por lo que cuenta con un sistema de regulación de presión, mientras que las otras secciones consumen vapor con presiones entre 550 y 600 kPa.

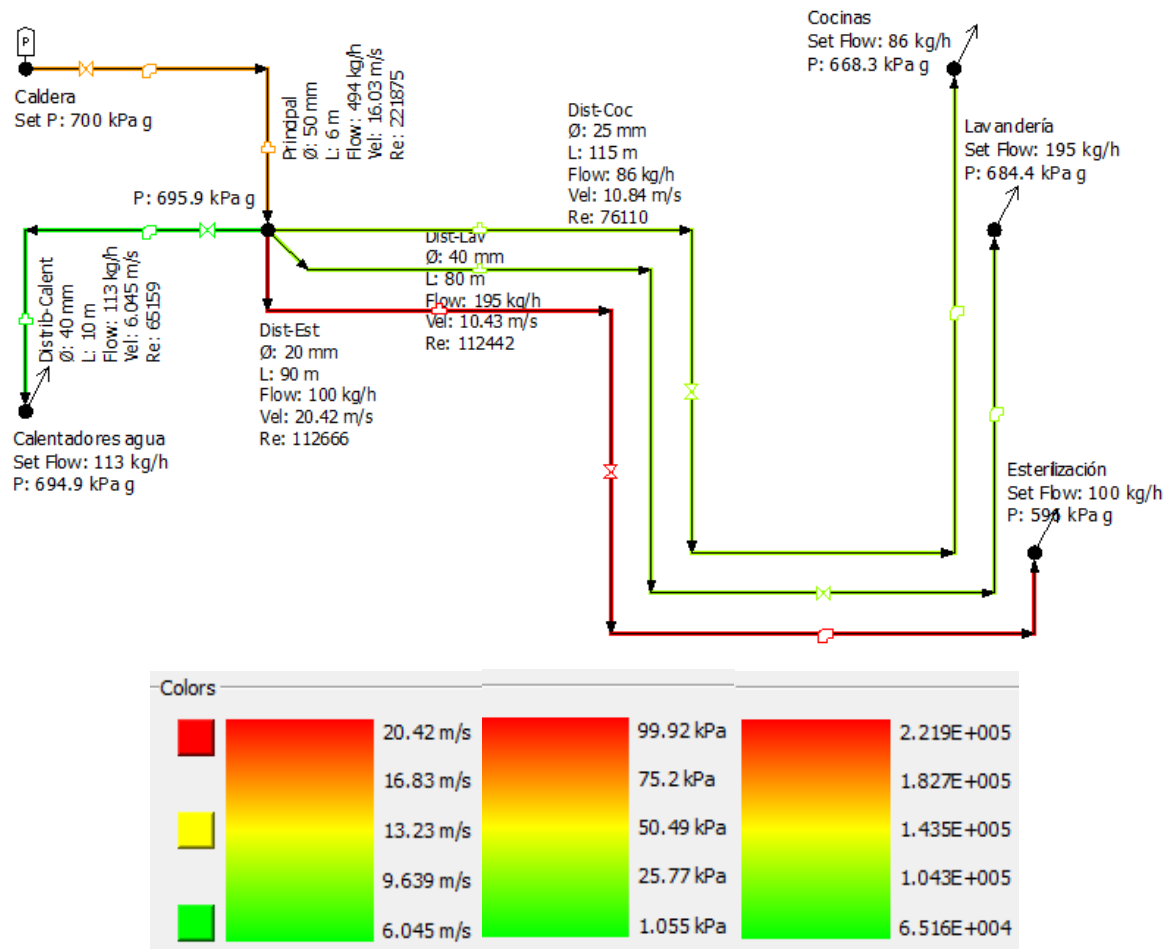


Figura 3.9. Resultados simulación de líneas de vapor

El software demo utilizado permite visualizar que el tramo hacia Esterilización tiene velocidad de 20 m/s ($Re = 112\ 666$) y 14 % caída de presión, mientras que aquel hacia Calentadores de agua tiene menor velocidad con 6 m/s ($Re = 65\ 159$) y 1 % caída de presión.

En las figuras 3.10 y 3.11, se analiza variaciones de caída de presión y número de Reynolds.

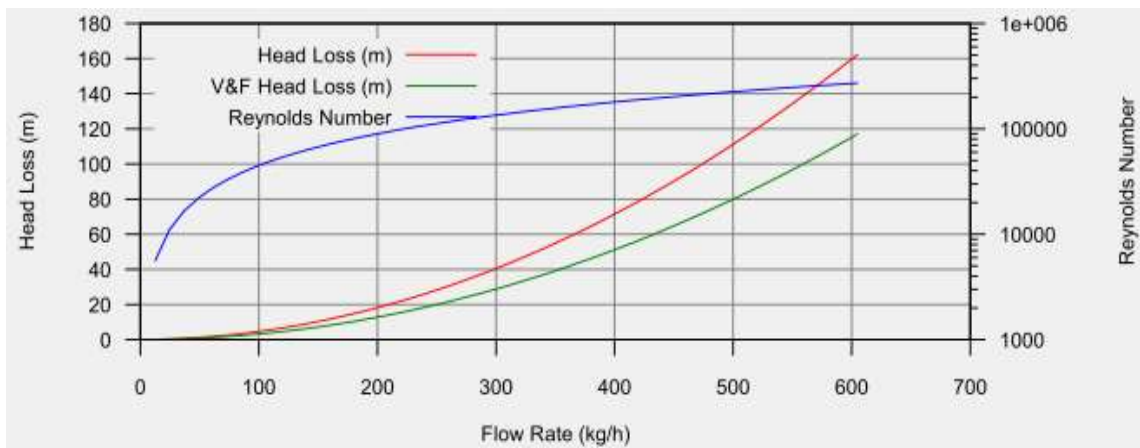


Figura 3.10: Curvas de pérdidas de carga, tramo: caldera-distribuidor

El incremento de flujo másico en 20 %, incrementara la caída de presión en un 35 %.

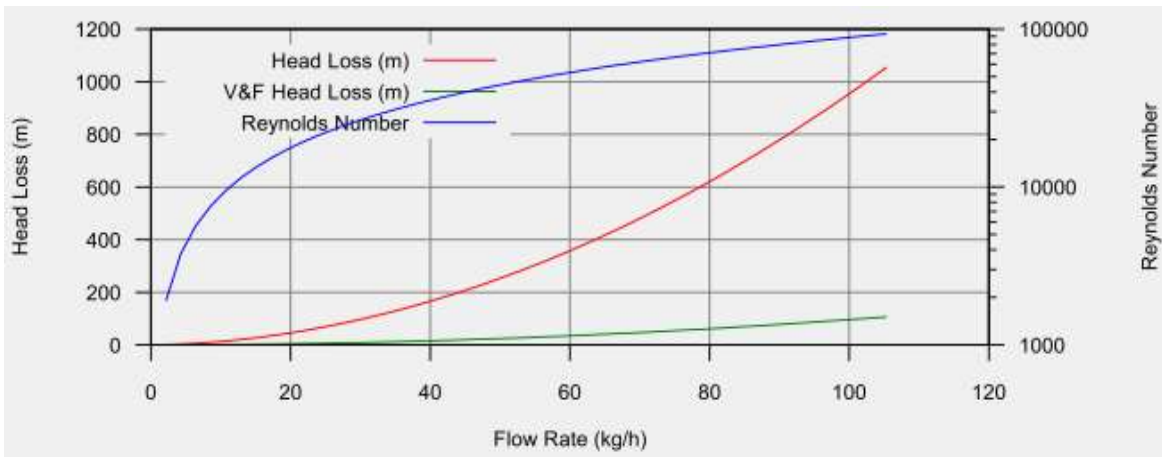


Figura 3.11. Curvas de pérdidas de carga, tramo: distribuidor-equipos de cocina

Incrementos de flujo másico en 20 %, incrementara la caída de presión en un 50 %.

3.4.1 Comparación de resultados de cálculo de pérdidas de presión con aquellos obtenidos por simulación

En la tabla 3.3, se muestran resultados de comparar las presiones finales para cada tramo de tuberías que conducen vapor.

Tabla 3.3. Comparación de error en valores de presión.

Presión final calculada (Pa)	Presión final software (Pa)	Error relativo (%)
696 420	695 900	0,1%
662 469	668 300	0,9%
587 236	596 000	1,5%
683 511	684 400	0,1%
695 255	694 900	0,1%

Fuente: Investigador

Existe alto grado de ajuste con error relativo promedio menor a 1% entre los valores de presiones finales calculadas y aquellos obtenidos por simulación.

3.5 Determinación de pérdidas térmicas en el sistema

Se aplican las ecuaciones 35 y 36 para cálculo de transferencia de calor por convección, tomando como datos las temperaturas experimentales obtenidas aplicando termografía y termómetros instalados.

3.5.1 Pérdidas de calor a través de las paredes de la caldera

3.5.1.1 Pérdidas por convección

Se consideran las pérdidas por convección libre que ocurren desde la caldera a través de su superficie exterior por paredes planas frontal y posterior, y pared cilíndrica periférica.

- a) Paredes planas frontal y posterior. Aplicando la correlación empírica de Churchill y Ozoe para flujo laminar sobre placa plana y condiciones promedio globales, se obtiene los resultados representados en la tabla 3.4.

Tabla 3.4. Pérdidas de calor en paredes planas de la caldera

Datos	
Diámetro exterior de la caldera (m)	1,4
Area frontal transfer. de calor (m ²)	1,2
Area posterior transfer. calor (m ²)	1,5
Velocidad aire ambiente (m/s)	1
Temp. exterior promedio (K)	393
Temperatura ambiente (K)	296
Temperatura de película (K)	344,5
Viscosidad aire (m ² /s)	1,59E-05
Número de Prandtl para aire	0,707
Conductividad aire (W/m·K)	0,0263
Número de Reynolds	88106
Número de Peclet	62291
Resultados	
Coefficiente convección (W/m ² ·K)	3,2
Pérdida de calor, pared frontal (W)	363
Pérdida de calor, pared posterior (W)	484
Pérdida de calor (W)	847

Fuente: Investigador

- b) Pared cilíndrica periférica. Con la correlación empírica de Hilpert para flujo externo y condiciones promedio globales, se obtienen los valores de la tabla 3.5.

Tabla 3.5. Pérdidas de calor en periferia cilíndrica de la caldera

Datos	
Longitud total (m)	3
Diámetro exterior de la caldera (m)	1,4
Area de transferencia de calor (m ²)	13,2
Velocidad aire ambiente (m/s)	1
Temp. exterior promedio (K)	303
Temperatura ambiente (K)	296
Temperatura de película (K)	299,5
Viscosidad aire (m ² /s)	0,000184
Número de Prandtl para aire	0,703
Conductividad aire (W/m·K)	0,0281
Número de Reynolds	7609
Constante C, correlación de Hilpert	0,027
Constante m, correlación de Hilpert	0,805
Resultados	
Coefficiente convección (W/m ² ·K)	0,6
Pérdida de calor (W)	59

Fuente: Investigador

3.5.1.2 Pérdidas por radiación

El aislamiento exterior de la caldera a 40 °C se comporta como cuerpo gris, con las ecuaciones 8 y 9 se determinan las pérdidas según las tablas 3.6 y 3.7:

a) Paredes planas frontal y posterior

Tabla 3.6. Pérdidas de calor en paredes planas de la caldera

Datos	
Diámetro exterior de la caldera (m)	1,4
Area frontal transfer. de calor (m ²)	1,2
Area posterior transfer. calor (m ²)	1,5
Area de transferencia de calor (m ²)	2,7
Temp. exterior promedio (°C)	120
Temp. exterior promedio (K)	393
Temperatura de alrededores (°C)	23
Temperatura de alrededores (K)	296
Emisividad del material	0,3
Const. Stefan Boltzmann (W/m ² ·K ⁴)	5,67E-08
Resultados	
Pérdida de calor por radiación (W)	741

Fuente: Investigador

b) Pared cilíndrica periférica

Tabla 3.7. Pérdidas de calor en periferia cilíndrica de la caldera

Datos	
Longitud total (m)	3
Diámetro exterior de la caldera (m)	1,4
Area de transferencia de calor (m ²)	13,2
Temp. exterior promedio (°C)	30
Temp. exterior promedio (K)	303
Temperatura de alrededores (°C)	23
Temperatura de alrededores (K)	296
Emisividad del material	0,3
Const. Stefan Boltzmann (W/m ² ·K ⁴)	5,67E-08
Resultados	
Pérdida de calor por radiación (W)	169

Fuente: Investigador

3.5.1.3 Pérdidas totales por convección y radiación

Las pérdidas por convección y radiación actúan en forma simultánea, y se suman en paralelo para encontrar un valor equivalente, sus resultados mostrados en la tabla 3.8.

Tabla 3.8. Cálculo de pérdidas totales por paredes de la caldera

Pérdida de calor paredes caldera	
Pérdida de calor por convección (W)	906
Pérdida de calor por radiación (W)	910
Total Pérdida de calor (W)	1816

Fuente: Investigador

Las pérdidas por radiación son aproximadamente iguales a aquellas de convección.

3.5.2 Pérdidas de calor a través de las paredes de la chimenea

3.5.2.1 Pérdidas por convección

a) Aplicando la ecuación 11, propuesta por IDAE se obtiene los resultados mostrados en la tabla 3.9.

Tabla 3.9. Cálculo del coeficiente de convección según IDAE

Datos	
Diámetro de chimenea (m)	0,3
Temp. exterior promedio (°C)	150
Temperatura ambiente (°C)	23
Resultados	
Coeficiente convección (W/m ² ·K)	5,7

Fuente: Investigador

- b) Aplicando la correlación empírica de Hilpert para flujo externo y condiciones promedio globales, se obtienen resultados muy cercanos a los anteriores como se observa en la tabla 3.10.

Tabla 3.10. Cálculo de pérdidas de calor por convección

Datos	
Altura total (m)	3
Diámetro de chimenea (m)	0,3
Area de transferencia de calor (m ²)	2,8
Velocidad aire ambiente (m/s)	1
Temp. exterior promedio (K)	423
Temperatura ambiente (K)	296
Temperatura de película (K)	359,5
Viscosidad aire (m ² /s)	0,000022
Número de Prandtl para aire	0,698
Conductividad aire (W/m·K)	0,0307
Número de Reynolds	13 636
Constante C, correlación de Hilpert	0,193
Constante m, correlación de Hilpert	0,618
Resultados	
Coeficiente convección (W/m ² ·K)	6,3
Pérdida de calor por convección (W)	2 260

Fuente: Investigador

3.5.2.2 Pérdidas por radiación

Considerando que el material de la chimenea a temperaturas de 150 °C se comporta como un cuerpo gris, al aplicar las ecuaciones 1.8 y 1.9, se obtienen los resultados de la tabla 3.11.

Tabla 3.11. Cálculo de pérdidas de calor por radiación

Datos	
Altura total (m)	3
Diámetro de chimenea (m)	0,3
Area de transferencia de calor (m ²)	2,8
Temp. exterior promedio (°C)	150
Temp. exterior promedio (K)	423
Temperatura de alrededores (°C)	23
Temperatura de alrededores (K)	296
Emisividad del material	0,6
Const. Stefan Boltzmann (W/m ² ·K ⁴)	5,67E-08
Resultados	
Pérdida de calor por radiación (W)	2 341

Fuente: Investigador

3.5.2.3 Pérdidas totales por convección y radiación

Las pérdidas totales por convección y radiación en chimenea se muestran en la tabla 3.12.

Tabla 3.12. Cálculo de pérdidas totales por paredes de chimenea

Pérdida de calor chimenea	
Pérdida de calor por convección (W)	2 260
Pérdida de calor por radiación (W)	2 341
Total Pérdida de calor (W)	4 601

Fuente: Investigador

Las pérdidas por radiación llegan a ser un poco mayores que aquellas de convección, esto se justifica debido a que la chimenea no tiene recubrimiento y por tanto su temperatura superficial exterior promedio alcanza 150 °C.

3.5.3 Pérdidas de calor por la salida de gases de escape por la chimenea

Las pérdidas provocadas por el escape de gases calientes por la chimenea se representan en la tabla 3.13.

Tabla 3.13. Cálculo de pérdidas por flujo de gases por la chimenea

Datos	
Diámetro interior de chimenea (m)	0,3
Area de salida de chimenea (m ²)	0,1
Velocidad aire salida (m/s)	3
Caudal de salida por chimenea (m ³ /s)	0,2
Presión salida de gases (kPa)	120
Temperatura salida de gases (°C)	110
Entalpía salida de gases (J/kg)	383 000
Resultados	
Flujo másico (kg/s)	0,23
Pérdida de calor (W)	88 665

Fuente: Investigador

3.5.4 Pérdidas de calor a través de las paredes de las tuberías de vapor

Usando la ecuación 2.1, propuesta por IDAE se obtienen los valores de la tabla 3.14.

Tabla 3.14. Cálculo de coeficiente de convección exterior

Datos			
Diámetro ext. tubería recubierta (m)	0,9	0,11	0,12
Temp. exterior promedio (°C)	50	50	60
Temperatura ambiente (°C)	25	25	23
Resultados			
Coeficiente convección (W/m ² ·K)	2,9	4,9	5,2

Fuente: Investigador

La tabla 3.15 muestra resultados del cálculo de pérdidas de calor en diferentes tramos de tubería que conducen vapor hacia los equipos consumidores.

Tabla 3.15. Pérdidas de calor por tramos en tuberías de vapor

Tramo	Diámetro ext. tubería recubierta (m)	Longitud (m)	Area cilíndrica periférica (m ²)	Coefficiente convección (W/m ² .K)	Temp. exterior (°C)	Temp. ambiente (°C)	Pérdida de calor (W)
Calderas hacia distribuidor vapor	0,12	6,0	2,3	5,2	60,0	23,0	438,7
Distribuidor hacia Cocina	0,09	115,0	32,2	2,9	50,0	25,0	2 334,5
Distribuidor hacia Esterilización	0,09	90,0	25,2	2,9	50,0	25,0	1 827,0
Distribuidor hacia Lavandería	0,11	80,0	28,0	4,9	50,0	25,0	3 430,0
Distribuidor hacia Calentam. agua	0,11	10,0	3,5	4,9	50,0	25,0	428,8
							8 458,9

Fuente: Investigador

3.5.5 Pérdidas de calor a través de las paredes del tanque de condensados

Este tanque se ubica a 50 m de la zona de calderas, se consideran pérdidas por convección libre desde la superficie exterior, los resultados se muestran en las tablas 3.16 y 3.17.

Tabla 3.16. Pérdidas de calor por paredes planas del tanque

Datos	
Diámetro exterior del tanque (m)	0,6
Area frontal transfer. de calor (m ²)	0,2
Area posterior transfer. calor (m ²)	0,3
Velocidad aire ambiente (m/s)	1
Temp. exterior promedio (K)	353
Temperatura ambiente (K)	296
Temperatura de película (K)	324,5
Viscosidad aire (m ² /s)	0,000184
Número de Prandtl para aire	0,703
Conductividad aire (W/m·K)	0,0281
Número de Reynolds	3 261
Número de Peclet	2 292
Resultados	
Coefficiente convección (W/m ² .K)	1,6
Pérdida de calor, pared frontal (W)	19
Pérdida de calor, pared posterior (W)	25
Pérdida de calor (W)	44

Fuente: Investigador

Tabla 3.17. Pérdidas de calor por superficie cilíndrica del tanque

Datos	
Longitud total del tanque (m)	0,8
Diámetro exterior del tanque (m)	0,6
Area de transferencia de calor (m ²)	1,5
Velocidad aire ambiente (m/s)	1
Temp. exterior promedio (K)	353
Temperatura ambiente (K)	296
Temperatura de película (K)	324,5
Viscosidad aire (m ² /s)	0,000184
Número de Prandtl para aire	0,703
Conductividad aire (W/m·K)	0,0281
Número de Reynolds	3261
Constante C, correlación de Hilpert	0,027
Constante m, correlación de Hilpert	0,805
Resultados	
Coefficiente convección (W/m ² ·K)	0,8
Pérdida de calor (W)	65

Fuente: Investigador

Los resultados de pérdidas de calor totales por convección libre que ocurren desde el tanque de condensados a través de su superficie expuesta se muestran en la tabla 3.18.

Tabla 3.18. Pérdidas totales de calor en tanque de condensados

Pérdida de calor paredes tanque condensados	
Pérdida de calor paredes planas (W)	44
Pérdida de calor sup. cilíndrica (W)	65
Total Pérdida de calor (W)	109

Fuente: Investigador

3.5.6 Pérdidas de calor por flujo de vapor en purga de tanque de condensado

El sistema de distribución de vapor cuenta con un tanque para retorno de condensados, hacia el cual se dirigen 2 líneas de retorno de condensados de diámetro interior 38 mm, en este tanque se realiza diariamente una purga de corta duración cuyo cálculo arroja los resultados de la tabla 3.19.

Tabla 3.19. Pérdidas de calor por purga de vapor en tanque

Datos	
Area purga, tanque condensados (m ²)	0,003
Velocidad vapor salida (m/s)	2
Caudal de salida por chimenea (m ³ /s)	0,005
Presión salida de vapor (kPa)	300
Temperatura salida de gases (K)	383
Entalpía salida de gases (J/kg)	383 000
Resultados	
Flujo másico (kg/s)	0,01
Pérdida de calor (W)	5 226

Fuente: Investigador

3.5.7 Pérdidas de calor a través de paredes de tuberías para retorno de condensado

Se considera únicamente las pérdidas de calor por convección pues se tiene temperatura exterior menor a 40 °C, cuyos resultados se muestran en la tabla 3.20.

Tabla 3.20. Pérdidas de calor por paredes de tuberías de condensado

Tramo	Diámetro ext. tubería	Longitud (m)	Area cilíndrica	Coficiente convección	Temp. exterior	Temp. ambiente	Pérdida de calor
Condensados hacia tanque	0,12	100,0	37,7	4,9	40,0	25,0	2 770,9
Condensados hacia tanque de tratamiento	0,12	100,0	37,7	4,9	30,0	23,0	1 293,1
							4 064,0

Fuente: Investigador

3.5.8 Determinación de potencia requerida por la bomba de condensado

Aplicando las ecuaciones 1.10 y 1.24, para flujo de masa y balance de energía en dispositivos de flujo estable, se determina la potencia mínima que permitiría recircular el condensado considerado como un líquido saturado hacia el tanque de tratamiento, elevando su presión desde 60 kPa hasta 800 kPa, los resultados de cálculo se presentan en la tabla 3.21.

Tabla 3.21. Potencia requerida para bombeo de condensado

Datos	
Presión entrada de la bomba (kPa)	60
Temperatura entrada de la bomba (°C)	85,9
Entalpía, entrada de la bomba (kJ/kg·°C)	359,7
Presión salida de la bomba (kPa)	800
Entalpía, salida de la bomba (kJ/kg·°C)	360,50
Flujo másico de condensado (kg/s)	0,2
Resultados	
Potencia requerida por la bomba (kW)	0,15
Potencia requerida por la bomba (Hp)	0,20

Fuente: Investigador

La mínima variación de entalpía del fluido justifica la necesidad de un dispositivo de baja potencia (menor a 0,5 Hp) sin embargo de tener un alto incremento de presión.

3.5.9 Resumen total de pérdidas de calor en el sistema

Una vez determinadas las pérdidas de calor existentes en el sistema, se procede a evaluarlas y compararlas, para poder tener una línea de base para establecer un mejor criterio técnico acerca de cómo mejorar el aprovechamiento energético, los principales resultados de éste análisis se muestran en la tabla 3.22 y se representan en forma gráfica en la figura 3.12.

Tabla 3.22. Cálculo de pérdidas totales en el sistema

Pérdidas en la generación de vapor (W)		
Paredes de caldera	1 816	
Paredes de chimenea	4 601	
Escape de gases por chimenea	88 665	
	95 082	51%
Pérdidas en la distribución de vapor (W)		
Paredes de tubería de vapor	8 459	
Paredes de tanque de condensados	109	
Paredes de tubería de condensados	4 064	
Purga en tanque de condensados	5 226	
	17 858	10%
Pérdidas en la combustión (W)	72 000	39%
Total Pérdidas (W)	184 940	100%

Fuente: Investigador

Se cuantifica un total de pérdidas de 184 kW, de las cuales 51 % corresponde a pérdidas relacionadas con la generación de vapor, 39 % se debe a defectos de combustión en quemadores y 10% se atribuye a la distribución de vapor por tuberías y condensados. La figura 3.12 representa gráficamente la distribución de pérdidas térmicas totales en el sistema de generación y distribución de vapor.

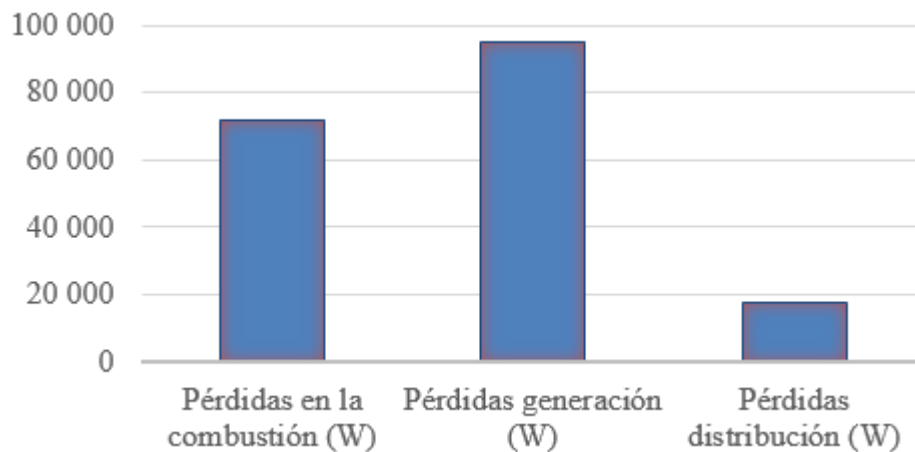


Figura 3.12. Distribución de pérdidas térmicas en el sistema

Las principales pérdidas de energía térmica corresponden a la etapa de generación de vapor (calderas y chimenea) alcanzando 94,6 kW equivalente a un 51 % del total evaluado.

3.5.10 Balance de masa y energía en la generación de vapor

Las figuras 3.13, 3.14 y 3.15 representan gráficamente entradas y salidas de energía, y corrientes de entrada y salida de masa, para el proceso de generación de vapor.

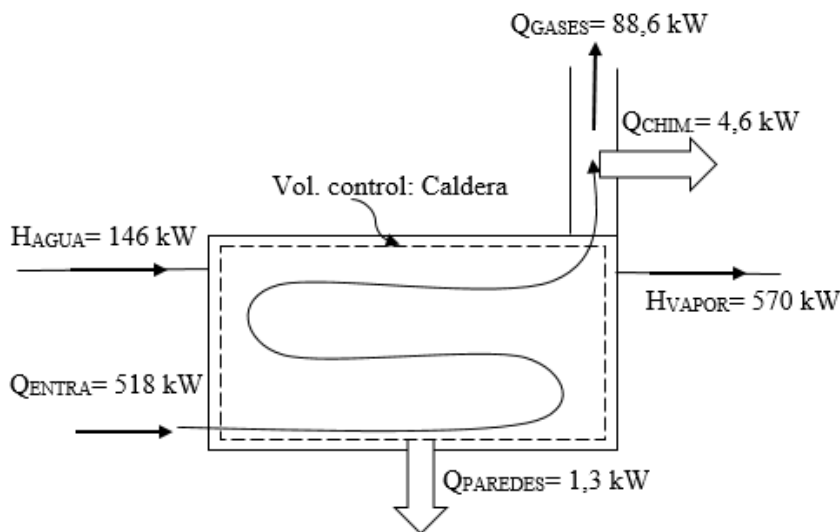


Figura 3.13. Balance de pérdidas térmicas en el sistema caldera y chimenea

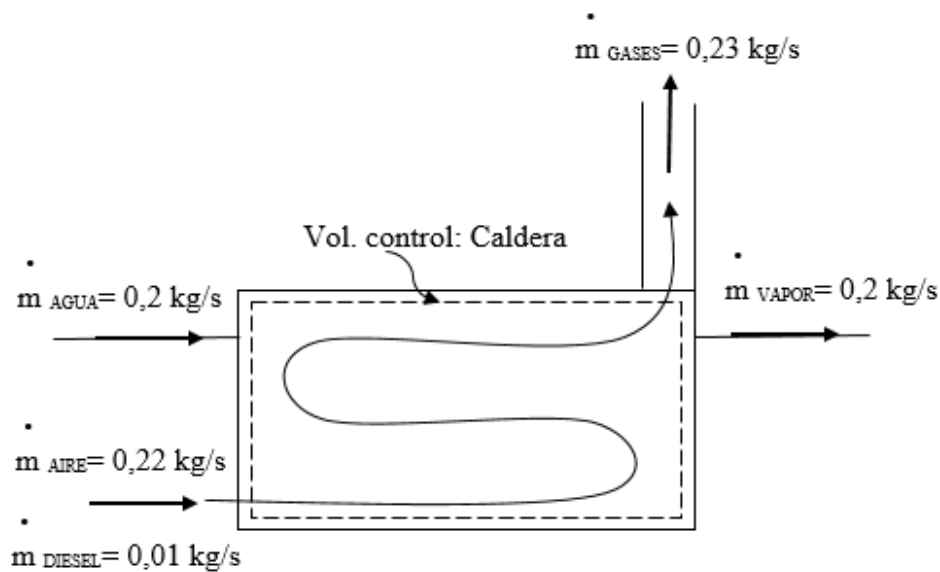


Figura 3.14. Balance de pérdidas de masa en el sistema caldera y chimenea

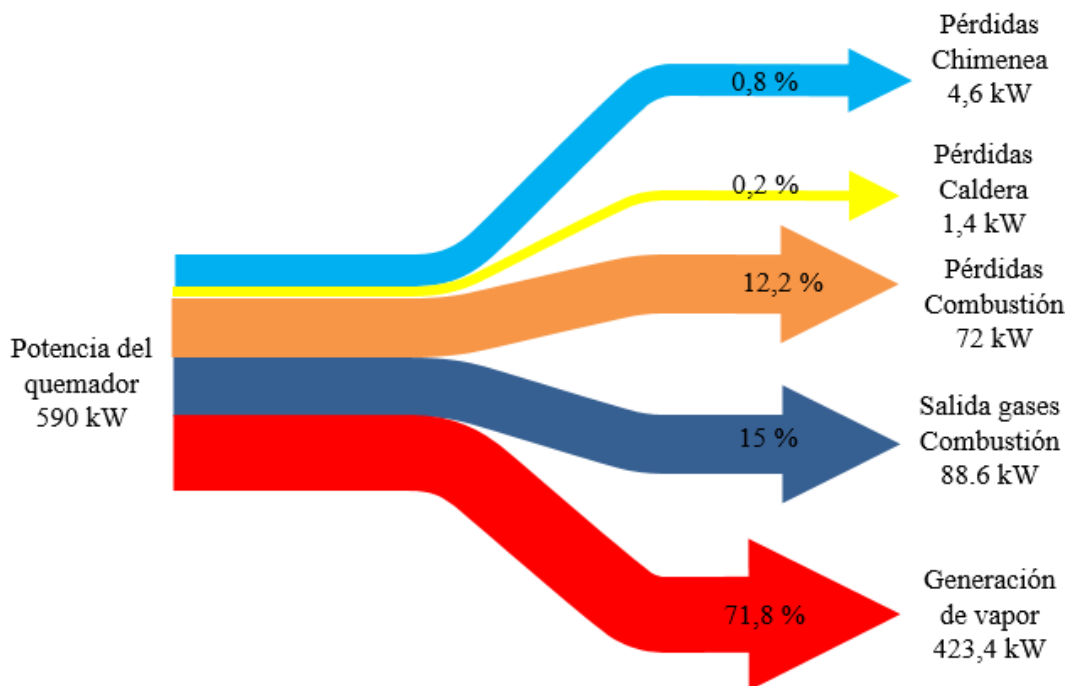


Figura 3.15. Diagrama de Sankey para pérdidas térmicas en caldera y chimenea

Un total de 166,6 kW (28,2 %) constituyen las pérdidas térmicas consideradas en el proceso generación de vapor, mientras que 423,4 kW (71,8 %) son aprovechados para la transformación de vapor, 88,6 kW (15 %) corresponden al escape de gases por chimenea.

3.5.11 Análisis de pérdidas de calor en la distribución de vapor

La figura 3.16 representa entradas y salidas de energía y masa para dispositivos de flujo estable componentes del proceso de distribución de vapor y retorno de condensado.

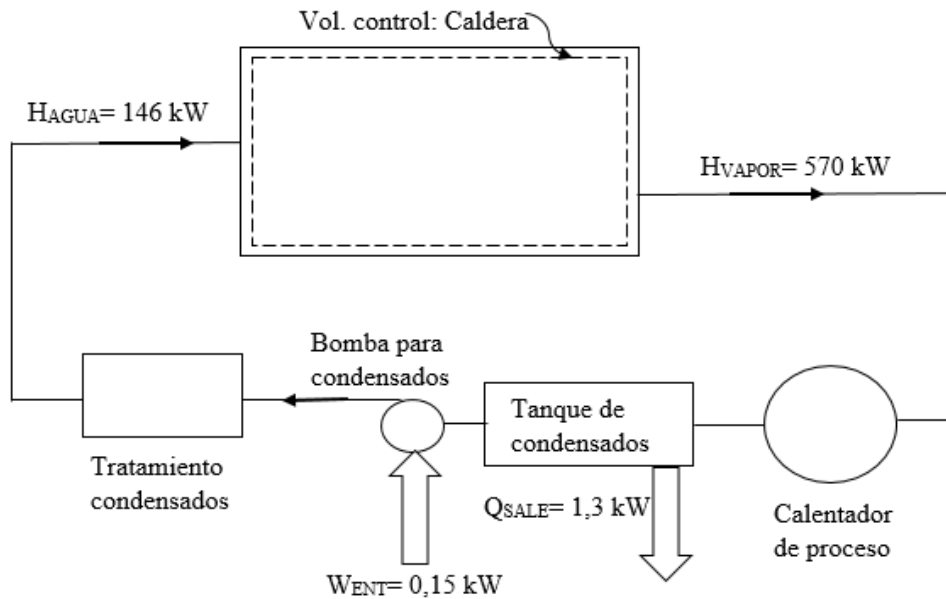


Figura 3.16. Pérdidas térmicas en la distribución de vapor y retorno de condensados

La figura 3.17, representa el Diagrama de Sankey en que se aprecia las transformaciones de energía con sus respectivos valores que se producen en el proceso de distribución de vapor.

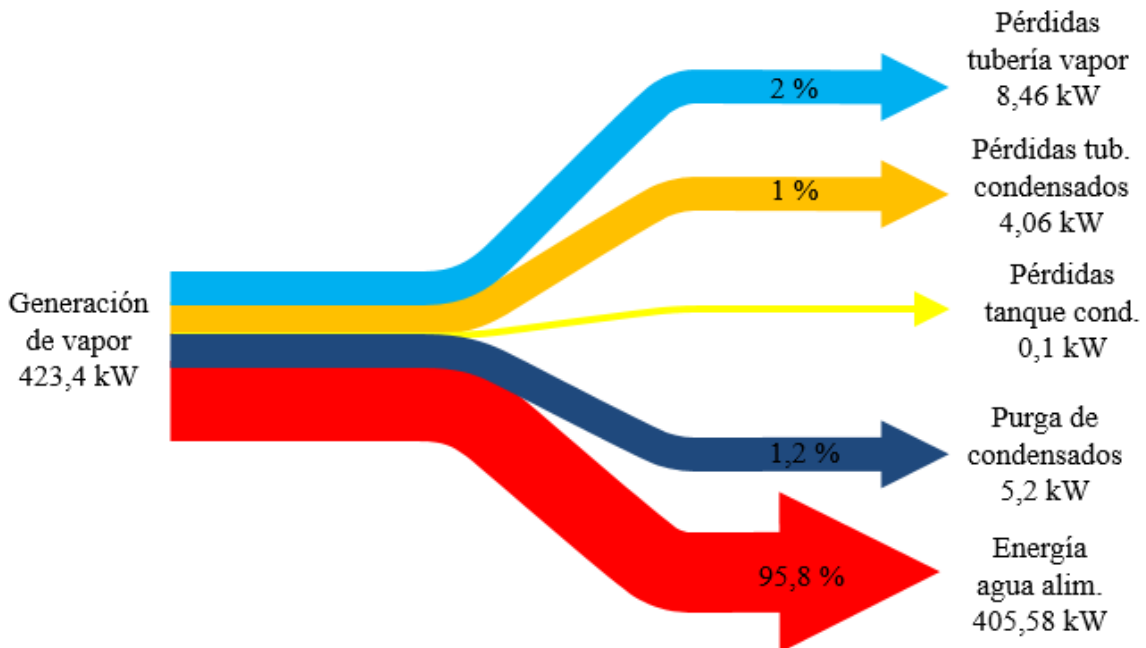


Figura 3.17. Diagrama de Sankey para pérdidas térmicas en tuberías de vapor

Un total de 17,82 kW (4,2 %) constituyen las pérdidas térmicas en el proceso, mientras que 405,58 kW (95,8 %) se encuentran como entalpía del agua de alimentación al final del ciclo de trabajo. Las mayores pérdidas alcanzan 8,46 kW (2 %) y corresponden a pérdidas de calor a través de las paredes de tuberías de vapor. El diagrama anterior no considera la

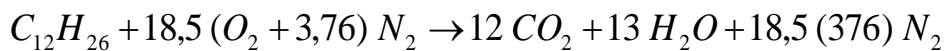
energía eléctrica requerida para el funcionamiento de la bomba para retorno de condensados que según lo calculado requiere una potencia nominal de 0,15 kW.

3.6 Análisis de combustión

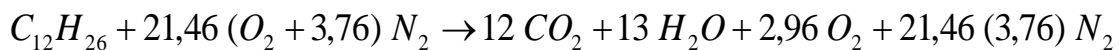
Iniciando con las características técnicas de los quemadores instalados y los resultados del Reporte de emisiones mostrado en Anexo 4, se plantean reacciones de combustión para determinar: parámetros de funcionamiento y consumo específico de combustible.

3.6.1 Determinación de relación aire-combustible aplicada al quemador de la caldera

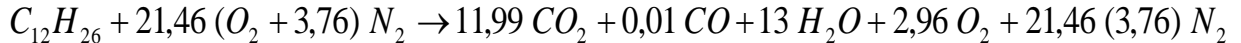
Mezcla estequiométrica (100% aire teórico):



Reacción completa con 16% exceso de aire (116 % aire teórico):



Reacción incompleta con 16% exceso de aire (116 % aire teórico):



Para esta última reacción que es un modelo muy cercano a la que ocurre en realidad, se determina la relación aire/combustible:

$$AC = \frac{m_{AIRE}}{m_{COMB}} = \frac{N_{AIRE} * Masa\ molar\ aire}{N_{COMB} * Masa\ molar\ comb.}$$

$$AC = \frac{21,46 \cdot (4,76) \cdot (28,97)}{1 \cdot (170)} = 17,4 \frac{[kg\ aire]}{[kg\ diesel]} = \frac{\dot{m}\ aire}{\dot{m}\ diesel}$$

Considerando un flujo promedio de combustible de 0,013 kg/s, se verifica que el flujo másico de aire requerido para la combustión es de aproximadamente 0,22 kg/s.

3.6.2 Determinación de la temperatura adiabática de flama

Usando la ecuación 1.4 y los valores de entalpía de la tabla 3.23, se realiza prueba y error hasta que el calor producido se acerque a cero, determinando así la máxima temperatura de

productos de combustión bajo condiciones de flama adiabática, que en este caso alcanza los 1 915 °C (2 188 K).

Tabla 3.23. Determinación de la temperatura máxima de productos

Datos				
React/prod	N (kmol)	hf (kJ/kmol)	h_{298K} (kJ/kmol)	h_{2188K} (kJ/kmol)
Diesel	1	-291 010		
CO ₂	11,9925	-393 520	9 364	112 179
CO	0,0075	-110 530	8 669	72 232
H ₂ O	13	-241 820	9 904	92 288
O ₂	2,96	0	8 682	75 006
N ₂	80,69	0	8 669	71 587
Resultados				
$\sum_R n_i [h^o_f + (h - h^o_{298})]_i$		(kJ/kmol)	-291 010	
$\sum_P n_e [h^o_f + (h - h^o_{298})]_e$		(kJ/kmol)	-286 202	

Fuente: Investigador

3.6.3 Determinación del calor producido

En la tabla 3.24, se analiza las temperaturas de gases de combustión.

Tabla 3.24. Determinación de la temperatura de productos en la cámara

Datos	
Diámetro interior de cámara (m)	0,3
Area de la cámara (m ²)	0,071
Velocidad aire en la cámara (m/s)	4,7
Presión de gases de combustión (kPa)	130
Flujo másico de gases en la cámara (kg/s)	0,23
Resultados	
Temperatura de gases en la cámara (K)	650
Temperatura de gases en la cámara (°C)	377
Caudal gases en la cámara (m ³ /s)	0,33

Fuente: Investigador

Usando las ecuaciones 1.2 y 1.3, y los valores de entalpía mostrados en la tabla 3.25, se determina el calor teórico a obtenerse de la reacción considerando una temperatura de 650 K para los productos al interior de la cámara.

Tabla 3.25. Determinación del calor de reacción para diesel

Datos				
React/prod	N (kmol)	hf (kJ/kmol)	h_{298K} (kJ/kmol)	h_{650K} (kJ/kmol)
Diesel	1	-291 010		
CO ₂	11,9925	-393 520	9 364	24 674
CO	0,0075	-110 530	8 669	19 141
H ₂ O	13	-241 820	9 904	22 230
O ₂	2,96	0	8 682	19 544
N ₂	80,69	0	8 669	19 075
Resultados				
$\sum_R n_i [h^o_f + (h - h^o_{298})]_i$		(kJ/kmol)	-291 010	
$\sum_P n_e [h^o_f + (h - h^o_{298})]_e$		(kJ/kmol)	-6 648 048	
Q reacción		(kJ/kmol diesel)	6 357 038	
Masa molar diesel		(kg/kmol diesel)	170	
Q reacción		(kJ/kg diesel)	37 320	
Flujo másico diesel		(kg/s diesel)	0,014	
Potencia térmica		(kW)	515	

Fuente: Investigador

La potencia térmica útil del quemador que podría obtenerse para una reacción con 16 % de exceso de aire, considerando una temperatura de salida de gases de 650 K alcanza los 515 kW, que representan un 87 % en comparación con la potencia nominal de 593 kW.

3.7 Determinación de consumos de vapor de los equipos

Se considera que los equipos de las secciones de esterilización, lavandería y cocina trabajan solamente en jornada diurna de hasta 10 horas que corresponde al horario del Servicio de atención de pacientes ambulatorios en hospital día, mientras que los de calentamiento de agua funcionan las 24 horas del día.

Para secciones que cuentan con 2 y 3 equipos de similar capacidad, se considera un factor de simultaneidad de 50 % y 30 % respectivamente, es decir que solo uno de estos trabajaría a su potencia máxima. Este análisis se muestra en la tabla 3.26.

Tabla 3.26. Análisis de consumo de vapor promedio diario

Equipos de calentamiento de agua, cocina y esterilización	Capacidad instalada (kg vapor/h)	Factor de simult	Demanda actual vapor (kg/h)	Régimen trabajo diario (h/día)	Consumo de vapor (kg/día)
Calentadores para agua (2)	112	50 %	56	24	1 344
Marmitas de cocina (3)	129	33 %	43	4	172
Esterilizadoras (2)	240	50 %	120	4	480
Calandra para planchado(1)	56	100 %	56	10	560
Secadora (1)	195	100 %	195	10	1950
Plancha de brazo (1)	25	100 %	25	10	250
Total consumo (kg vapor/h)	757		495		4756

Fuente: Investigador

La tasa nominal de generación de vapor de cada caldera es de 773 kg/h a 850 kPa (o un máximo de 784 kg/h a 1 030 kPa), que teóricamente compensa la capacidad instalada de 757 kg/h. Actualmente se genera aproximadamente 720 kg/h a 850 kPa lo cual cubre plenamente la demanda promedio actual de 495 kg/h.

3.8 Cálculo de rendimiento para el proceso de generación de vapor

3.8.1 Eficiencia de combustión

En Anexo 4 se presenta resultados del Reporte de caracterización de emisiones a la atmósfera realizada por SOLINEC (2014), que determina una eficiencia de combustión de 87,4% correspondiente a la quema de diesel con 16 % de exceso de aire y temperatura de gases de chimenea de 195 °C.

El diagrama de eficiencia para el proceso de combustión en el quemador diesel instalado en la caldera se representa en la figura 3.18.

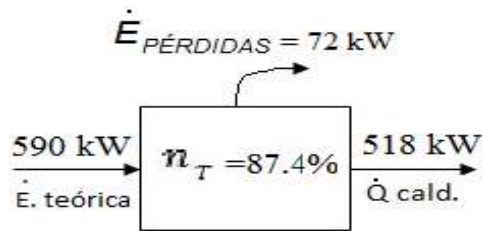


Figura 3.18. Diagrama eficiencia térmica para el proceso de combustión

Sólo un 87,4% de la potencia teórica del quemador podría ser aprovechado como energía térmica en la caldera.

3.8.2 Eficiencia de la generación de vapor

Con las pérdidas térmicas mostradas en la tabla 3.26, se determina la eficiencia de generación usando la ecuación 1.17:

$$\dot{E}_{\text{Pérdidas}} = 94,6 \text{ kW}$$

$$\dot{Q}_{\text{Caldera}} = 518 \text{ kW}$$

$$\dot{Q}_{\text{Vapor}} = (518 - 94,6) \text{ kW} = 423,4 \text{ kW}$$

$$\eta_T = 1 - \frac{\dot{E}_{\text{PÉRDIDAS}}}{\dot{E}_{\text{ENTRA}}} = 1 - \frac{94,6}{518} = 81,73 \%$$

El diagrama de eficiencia para generación de vapor se representa en la figura 3.19.

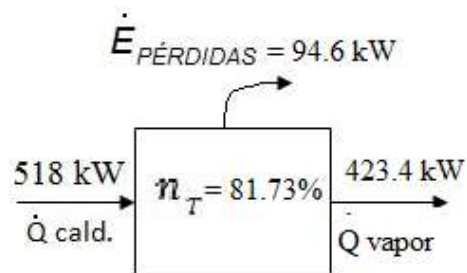


Figura 3.19. Diagrama eficiencia térmica para el proceso de generación de vapor

Sólo un 81,7 % de la energía térmica que ingresa hacia la caldera, se aprovecha para transformar el agua desde la fase líquida hasta vapor, el resto constituyen pérdidas por paredes de la caldera, paredes de chimenea, y flujo de gases por chimenea.

3.8.3 Eficiencia global del proceso de generación de vapor

Considerando las eficiencias de las secciones anteriores, se determina una eficiencia global para el proceso, según la figura 3.20.

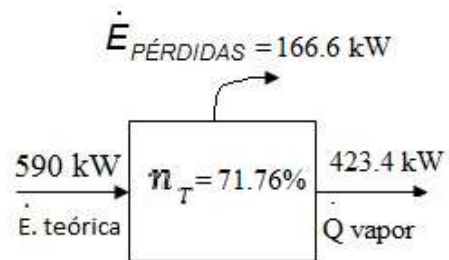


Figura 3.20. Diagrama eficiencia global para el proceso de generación de vapor

Sólo un 71,6% de la potencia teórica del quemador, se aprovecha para transformar al agua desde la fase líquida hasta vapor, el resto constituyen pérdidas en la combustión, por paredes de la caldera, paredes de chimenea, y flujo de gases por chimenea. Calle (2011) por método indirecto determinó 60 % de rendimiento para una caldera pirotubular a diesel de 490 kW.

3.8.4 Eficiencia de intercambio de calor en la caldera

Considerando las temperaturas de entrada y salida de los fluidos caliente y frío al intercambiador de calor según se muestran en la figura 3.21, y reemplazando dichos valores en la ecuación 1.29 aplicable a calderas, se obtiene:

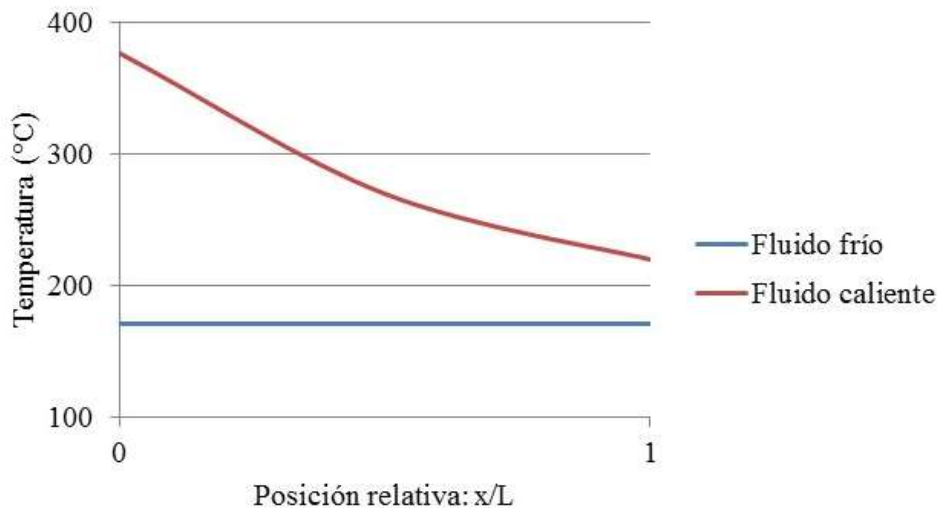


Figura 3.21. Diagrama temperaturas versus posición en el intercambiador de calor

$$\varepsilon = \frac{(T_{Hi} - T_{Ho})}{(T_{Hi} - T_{Ci})} = \frac{(377 - 220)^{\circ}\text{C}}{(377 - 171)^{\circ}\text{C}} = 76,2 \%$$

La disminución de temperatura en los productos de combustión durante el intercambio de calor alcanza un 76,2 % del gradiente de temperaturas teórico máximo que podría darse entre los fluidos caliente y frío. Se observa además que el fluido frío (vapor) es aquel que cambia de fase sin variación en sus temperaturas.

3.8.5 Eficiencia de segunda ley para la caldera

Considerando las condiciones ambientales y usando la ecuación 1.32 se determina la eficiencia de segunda ley para la caldera, como se muestra en la tabla 3.27:

Tabla 3.27. Determinación de eficiencia según segunda ley

Datos	
Calor aprovechado en la caldera (kW)	518
Temperatura de gases en la cámara (K)	650
Temperatura ambiente (K)	296
Entalpía de vaporización (kJ/kg)	2 110
Variación de entropía vaporización (kJ/kg·K)	4,61
Flujo másico de retorno condensado (kg/s)	0,2
Resultados	
Eficiencia exergética de la caldera (%)	53 %

Fuente: Investigador

La caldera en su funcionamiento actual aprovecha solo un 53% del potencial energético disponible.

3.9 Cálculo de indicadores de consumo y aprovechamiento energético

Con los resultados de pérdidas de calor para el proceso de generación y distribución de vapor y usando las ecuaciones 3.1, 3.2 y 3.3, se determinan indicadores relacionados con el grado de aprovechamiento energético en cada sección de uso, cuyos datos y resultados de cálculo se presentan en la tabla 3.28.

$$CDE = Potencia nominal * Horas de uso diario \quad (3.1)$$

$$CAE = Potencia nominal * Horas de uso anual \quad (3.2)$$

$$IA = \frac{CDE \text{ en cada sección}}{\text{Número de usuarios}} \left[\frac{kWh}{persona} \right] \quad (3.3)$$

Donde:

CDE: Consumo diario de energía, [kWh]

CAE: Consumo anual de energía, [kWh]

IA: Indicador de aprovechamiento por sección

Tabla 3.28. Datos para cálculo de indicadores de aprovechamiento energético

Aspecto del Indicador energético	Cantidad
Número de personal empleados	118
Número de pacientes internados	50
Usuarios que requieren agua caliente (pacientes y personal)	168
Usuarios que consumen alimentos preparados en la sección Cocinas (pacientes y personal)	168
Usuarios de la sección Esterilización (todos los pacientes y 50 % del personal médico)	109
Usuarios de la sección Lavandería (todos los pacientes y 50 % del personal médico)	109

Fuente: Investigador

La tabla 3.29 muestra resultados de consumo anual de energía para cada sección de uso que requiere vapor.

Tabla 3.29. Resultados para indicadores de consumo energético

Aplicación energética del vapor	Consumo de vapor (kg/día)	Días de trabajo por año	Entalpía de vaporización (kJ/kg) a 700 kPa	CAE vapor (kJ)	CAE vapor (kw·h)
Calentamiento de agua	1 344	264	2 064	732 340 224	203 428
Cocina	172			93 722 112	26 034
Esterilización	480			261 550 080	72 653
Lavandería	2 760			1 503 912 960	417 754
Totales	4 756			2 591 525 376	719 868

Fuente: Investigador

Las secciones de Lavandería y Calentamiento de agua son aquellas con mayor consumo anual de energía térmica alcanzando 417 754 y 203 428 kWh respectivamente.

En la figura 3.22 se observa la representación gráfica de la distribución de consumo anual de energía para cada sección de uso que requiere vapor.

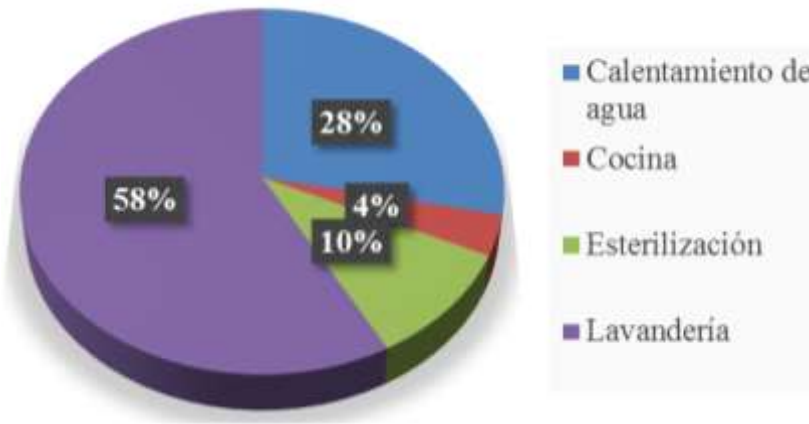


Figura 3.22. Distribución de consumos de vapor por aplicación energética

La sección Lavandería es aquella con mayor consumo de energía térmica proveniente del uso de vapor alcanzando un 58 % del total.

La tabla 3.30 presenta los resultados de cálculo para cuatro indicadores relacionados con el grado de aprovechamiento energético en cada sección de uso.

Tabla 3.30. Resultados para Indicadores de aprovechamiento energético

Aplicación energética del vapor	Consumo de vapor (kg/día)	Usuarios por día	Entalpía de vaporización (kJ/kg) a 700 kPa	CDE vapor (kJ)	CDE vapor (kW·h)	IA diario por usuario (kW·h)
Calentamiento de agua	1 344	168	2 064	2 774 016	771	4,6
Cocina	172	168		355 008	99	0,6
Esterilización	480	109		990 720	275	2,5
Lavandería	2 760	109		5 696 640	1582	14,5
Totales	4 756					

Fuente: Investigador

El mayor aprovechamiento energético diario por persona corresponde a las secciones de lavandería y calentamiento de agua alcanzando niveles de 14,5 y 4,6 kW·h, respectivamente.

3.10 Conclusiones del Capítulo 3

- Usando termografía infrarroja se obtuvieron zonas con temperaturas entre 80 y 160 °C con 120 °C en promedio para la mayor parte del área expuesta frontal y posterior, mientras que la superficie periférica cilíndrica alcanza un promedio de 80 °C, confirmando un buen estado del aislamiento térmico exterior. En la chimenea se alcanza temperaturas entre 100 y 200 °C, con promedio de 150 °C para la mayor parte de la superficie periférica cilíndrica expuesta sin aislamiento.
- La eficiencia de combustión medida experimentalmente alcanza un 87,4 % correspondiente a un 16 % de exceso de aire y 2,8 % de O₂ en los productos, que se ubica en los rangos recomendados considerando una adecuada gestión de mantenimiento.
- Las pérdidas de energía térmica alcanzan: 1,4 kW por paredes de la caldera, 4,6 kW por paredes de chimenea, y 88,6 kW por el escape de gases en chimenea, con un total de 94,6 kW. La eficiencia térmica total del proceso de generación de vapor alcanza 71 % de aprovechamiento, mientras que la eficiencia exergética de la caldera es de 53 %.
- Se podría aprovechar hasta un 25 % del total del calor residual de los gases por chimenea (88,6 kW, con 0,23 kg/s a 250 °C), usando hasta 22 kW para precalentamiento de agua sanitaria o calentamiento de aire para calefacción. Esta medida elevaría la eficiencia térmica hasta un 75 %.

CAPÍTULO 4

PROPUESTA

El objetivo de este capítulo es plantear una propuesta técnica relacionada con la Gestión de Energías que permita optimizar el aprovechamiento energético en el Sistema de generación y distribución de vapor del Hospital “Dr. Julio Enrique Paredes” Unidad Oncológica SOLCA Tungurahua. Se realiza los cálculos térmicos y se concluye con la evaluación económica.

4.1 Título

Diseño de un sistema de aprovechamiento de energía térmica residual de los gases de escape de la chimenea de la caldera aplicable para calentamiento de agua de uso sanitario en el Hospital “Dr. Julio Enrique Paredes” Unidad Oncológica SOLCA Tungurahua.

4.2 Justificación

El desarrollo de esta propuesta para reducción de pérdidas térmicas reutilizando el calor residual de los gases que escapan por chimenea en el Sistema de Generación y distribución de vapor existente en el Hospital SOLCA de la ciudad de Ambato, permitirá incrementar el aprovechamiento energético en este caso a través de un incremento en la producción de agua caliente para uso sanitario, con el consiguiente ahorro en tiempos de operación y disminución de emisiones.

Las instalaciones del Hospital de SOLCA facilitan el aplicar nueva tecnología relacionada con intercambiadores como es el caso de los tubos de calor que han alcanzado un uso muy difundido a nivel mundial debido a su característica de elevada eficiencia.

4.3 Objetivo general

Evaluar la factibilidad técnico, económico y ambiental de un sistema para aprovechamiento de energía térmica residual de gases de escape por chimenea de caldera aplicable para calentamiento de agua de uso sanitario en el Hospital “Dr. Julio Enrique Paredes” Unidad Oncológica SOLCA Tungurahua.

4.3.1 Objetivos específicos

- Plantear alternativas que permitan reducir las pérdidas térmicas.
- Seleccionar una alternativa que optimice el aprovechamiento energético.
- Diseñar una alternativa técnica que permita incrementar el aprovechamiento energético.
- Analizar en términos económicos y ambientales la factibilidad de la alternativa planteada.
- Determinar la mejora en el grado aprovechamiento energético.

4.4 Selección de pérdidas térmicas clave

Para determinar las mayores causas de pérdidas térmicas en el sistema, aquellas que al ser controladas presentarían la mejor oportunidad para incrementar el grado de aprovechamiento energético, se aplica una herramienta de análisis de uso muy amplio en muchos campos de investigación como es la Ley de Pareto que en su forma más general expresa que el 80% de las consecuencias proviene del 20% de las causas, y que se aplica en este caso según muestra la tabla 4.1:

Tabla 4.1. Análisis de causas de pérdidas térmicas en el sistema

Orden	Causa	Pérdidas (W)	Pérdidas acumuladas (W)	Pérdidas acumuladas (%)
1	Escape gases chimenea	88 665	88 665	48%
2	Pérdidas combustión	72 000	160 665	87%
3	Paredes tubería vapor	8 459	169 124	91%
4	Purga tanque condensados	5 226	174 350	94%
5	Paredes chimenea	4 601	178 951	97%
6	Paredes tubería condensados	4 064	183 015	99%
7	Paredes caldera	1 816	184 831	100%
8	Paredes tanque condensados	109	184 940	100%
	Total pérdidas térmicas	184 940		

Fuente: Investigador

Las mayores pérdidas térmicas en el sistema se producen debido al escape de gases por chimenea (88,6 kW) y a las pérdidas por combustión en el quemador (72 kW), mientras que las menores pérdidas son aquellas que ocurren por convección y radiación a través de las

paredes de las calderas de vapor (1,8 kW) así como por convección desde las superficies expuestas del tanque para retorno de condensados (0,1 kW).

La figura 4.1 representa que el considerar sólo 2 de las 8 causas representa alcanzar 87 % del total de pérdidas.

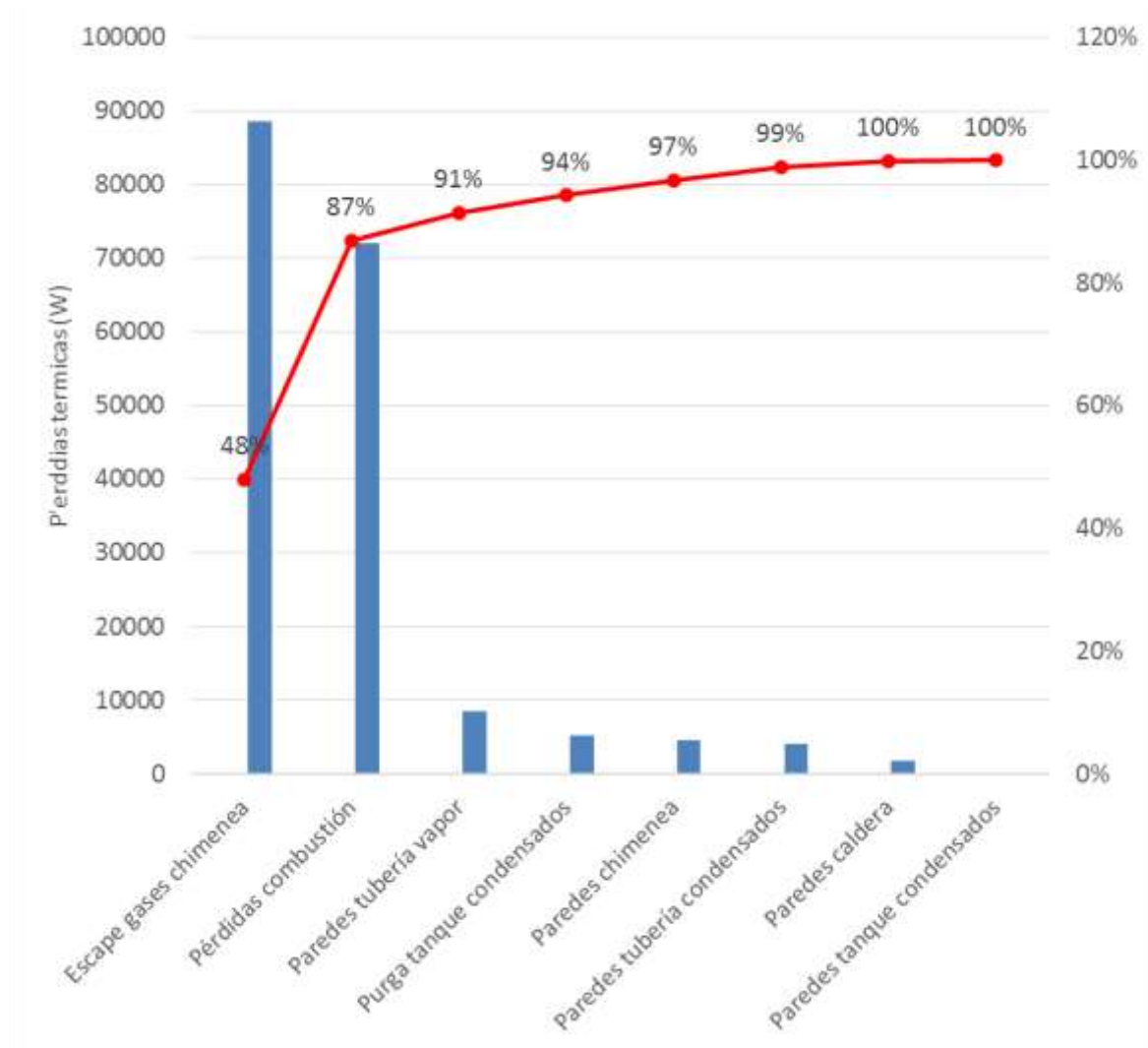


Figura 4.1. Comparación de pérdidas térmicas en el sistema

Al aplicar la Ley de Pareto, se concluye que alrededor de un 87 % de las pérdidas térmicas en el sistema se deben a dos causas principales siendo estas: el escape de gases por chimenea y las pérdidas por combustión en el quemador.

De las dos principales causas resultantes de aplicar la técnica de Pareto, se selecciona una para lo cual se considera el criterio de selección planteado por FENERCOM (2010), para el caso específico de calderas en instalaciones hospitalarias, que se presentó en la tabla 1.11.

4.5 Optimización del aprovechamiento energético

Para efectos de optimización se compara las dos sugerencias planteadas por FENERCOM (2010) con sus respectivos valores de ahorro estimado según muestra la tabla 4.2:

Tabla 4.2. Criterios analizados para optimización del aprovechamiento energético

Sistema Equipo	Mejoras posibles	Consecuencia	Ahorro estimado
Calderas	Optimización de la combustión	Ahorro combustible	15%
	Aprovechamiento calores residuales	Utilización del calor para ACS/Calefacción	25%

Fuente: FENERCOM

a) Ahorro teórico máximo aplicando optimización de la combustión:

Pérdidas térmicas = 72 kW

Ahorro estimado = 10,8 kW

b) Ahorro teórico máximo aplicando aprovechamiento de gases residuales:

Pérdidas térmicas = 88,6 kW

Ahorro estimado = 22,15 kW

Al preferir usar gases de escape residuales en lugar de las mejoras en combustión se obtiene un adicional de 11,35 kW que representa un 105 % extra, por tanto para optimizar el grado de aprovechamiento se selecciona el aprovechamiento de gases que escapan por chimenea.

4.6 Estructura de la propuesta

La propuesta se desarrolla cumpliendo etapas de conceptualización, diseño y evaluación en los diferentes campos de impacto considerando factibilidad técnica, económica y ambiental.

- Planteamiento de alternativas técnicas de acuerdo con la bibliografía disponible.
- Evaluación de posibles alternativas según criterios técnicos.
- Selección de la mejor alternativa según características de funcionamiento.
- Configuración del intercambiador según parámetros dimensionales y de ubicación.
- Planteamiento de parámetros de diseño, siendo estos las propiedades termofísicas de entrada y salida de los fluidos

- Determinación de parámetros de transferencia de calor por convección para flujo interior y exterior a los tubos
- Diseño del intercambiador, para obtener como resultados de cálculo: diámetros y número de tubos, y parámetros de flujo de los fluidos
- Optimización de materiales usando tubos con superficies extendidas de tipo aguja
- Evaluación de funcionamiento del intercambiador
- Análisis de costos y evaluación económica de rentabilidad
- Simulación del efecto de las variaciones en la inversión inicial sobre la rentabilidad
- Determinación de la mejora en aprovechamiento energético
- Evaluación ambiental.

4.7 Desarrollo de la propuesta

Se realiza el diseño de un intercambiador de calor para calentar agua aprovechando la energía residual de los gases de escape de la chimenea de la caldera de vapor, para luego plantear su optimización en función de la variación de sus parámetros de funcionamiento.

4.7.1. Selección del tipo de intercambiador de calor

Kakaç (2002) y González (2002), presentan algunos criterios técnicos relacionados con la aplicación que sirven como guía para la selección de intercambiadores, siendo en este caso los más específicos los mostrados en la tabla 4.3:

Tabla 4.3. Criterios para selección del tipo de intercambiador

Tipo	Aplicación recomendada	Valoración
Coraza y tubos	Multiuso, se amolda a cualquier servicio	Alta
Doble tubo	Muy útiles en operaciones a altas presiones	Baja
Enfriadores con aire y radiadores	Condensación o enfriamiento de fluidos	Baja
Espiral	Muy empleados en servicios criogénicos o con fluidos muy viscosos	Baja
De placas con y sin empacaduras	Cuando se requieren condiciones sanitarias extremas, con fluidos viscosos o a alta presión	Baja

Fuente: Kakaç y González

Cumpliendo el criterio de aplicación por necesidad, se selecciona el intercambiador de tipo coraza y tubos como el más conveniente para ser calculado y diseñado, cumpliendo los parámetros determinados en las secciones anteriores.

a) Consideraciones de diseño del intercambiador de calor

Se justifica una temperatura de salida de gases de combustión no menor a 200 °C, para minimizar la caída de presión y evitar condensación del vapor de agua, que complicarían la calidad de las emisiones gaseosas al ambiente y la vida útil del prototipo de intercambio de calor. Considerando estos criterios técnicos y el limitado espacio disponible se plantea el diseño de un intercambiador que funcione cumpliendo los parámetros termofísicos iniciales mostrados en la figura 4.2:

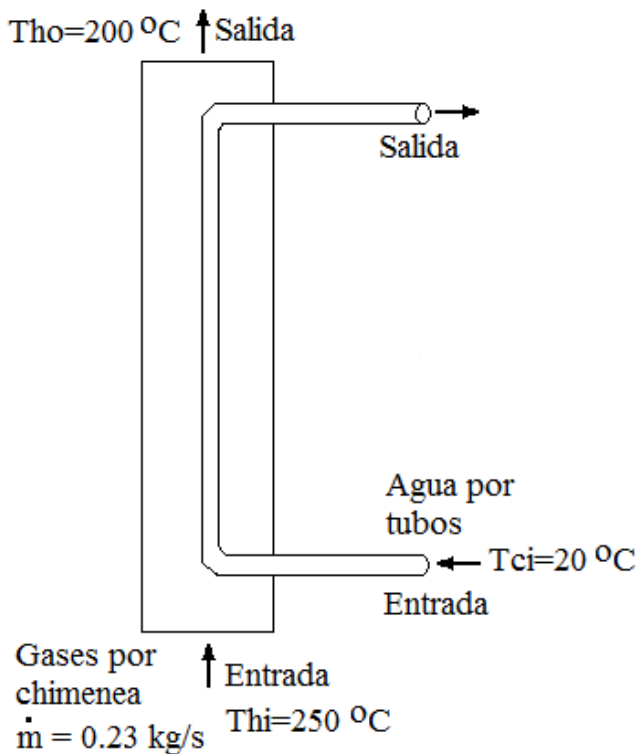


Figura 4.2: Intercambiador de calor de un paso por coraza y un paso por tubos

Este intercambiador de calor permitirá el aprovechamiento de hasta un máximo teórico de 22,15 kW (FENERCOM, 2010) como una fracción considerable de los 88,6 kW disponibles como pérdidas térmicas en los 0,23 kg/s de gases que fluyen a 250 °C por la chimenea.

4.7.2 Cálculo del intercambio de calor

Cumpliendo los parámetros técnicos de entrada establecidos en la sección anterior, se continúa con el cálculo de otras variables térmicas relacionadas usando ecuaciones de termodinámica para sistemas abiertos, como se muestra en la tabla 4.4:

Tabla 4.4. Cálculo térmico de parámetros para intercambio de calor

Datos	
Fluido caliente por coraza: Aire	
Temperatura entrada (°C)	250
Temperatura salida (°C)	200
Flujo másico (kg/s)	0,23
Perdidas por paredes chimenea (kW)	4,6
Fluido frío por tubos: Agua	
Temperatura entrada (°C)	20
Temperatura salida (°C)	40
Resultados	
Flujo másico de agua (kg/s)	0,08
Caudal de agua (m ³ /h)	0,3
Caudal de agua (m ³ /s)	0,00009
Calor transferido desde el humo (kW)	11,5
Calor transferido hacia el agua (kW)	6,9

Fuente: Investigador

El intercambiador permitirá calentar 0,08 kg/s equivalente a 0,3 m³/h de agua desde 20 hasta 40 °C que con régimen de funcionamiento diario de 8 h produciría 2,4 m³ diarios que abastecería a las 30 camas del hospital considerando un consumo diario individual de 80 litros.

4.7.3 Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor

Considerando que el fluido a conducirse por tubos es agua caliente la cual tiene comportamiento corrosivo y que además servirá para uso sanitario, se utilizará tubería comercial fabricada en acero inoxidable austenítico conforme a AISI 304L, cuyas características técnicas se detallan en Anexo 11. Las tablas 4.5 y 4.6 muestran resultados de cálculo de coeficientes de transferencia de calor para flujo alrededor de un cilindro y para flujo turbulento en tubos circulares.

Tabla 4.5. Cálculo del coeficiente de convección exterior

Datos	
Diámetro exterior tubería (m)	0,075
Velocidad de flujo de gases (m/s)	3
Temperatura entrada de gases (°C)	250
Temperatura salida de gases (°C)	200
Temperatura de película (°C)	225
Temperatura promedio de aire (K)	498
Viscosidad cinemática (m ² /s)	3,88E-05
Número de Prandtl para aire	0,684
Conductividad aire (W/m.K)	0,0407
Número de Reynolds	5 800
Constante C, correlación de Hilpert	0,193
Constante m, correlación de Hilpert	0,618
Número de Nusselt	36
Resultados	
Coeficiente convección (W/m ² ·K)	19,5
Coeficiente convección (kW/m ² ·K)	0,02

Fuente: Investigador

El resultado obtenido usando Hilpert, no presenta contradicción con los valores sugeridos por Kakaç (2002), que para convección natural en gases alcanza entre 3 hasta 25 W/(m²·K).

Tabla 4.6. Cálculo del coeficiente de convección interior

Datos	
Diámetro interior tubería (m)	0,07
Velocidad de flujo de líquido (m/s)	2
Temperatura entrada de líquido (°C)	20
Temperatura salida de líquido (°C)	40
Temperatura de película (°C)	30
Temperatura promedio de aire (K)	303
Viscosidad cinemática (m ² /s)	8,10E-07
Número de Prandtl para agua	5,5
Conductividad agua (W/m.K)	0,616
Número de Reynolds	172 840
Número de Nusselt	629
Resultados	
Coeficiente convección (W/m ² ·K)	5 535
Coeficiente convección (kW/m ² ·K)	5,5

Fuente: Investigador

El resultado obtenido usando la correlación de Colburn, no presenta contradicción con el rango de valores sugeridos por Kakaç (2002), que para el caso de flujo de líquidos no metálicos que alcanza órdenes de magnitud de entre 100 hasta 10 000 W/(m²·K). La tabla 4.7 presenta resultados de cálculo para coeficiente global de transferencia de calor.

Tabla 4.7. Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor

Datos	
Coef. convección flujo exterior (kW/m ² ·K)	5,5
Coef. convección flujo interno (kW/m ² ·K)	0,02
Resultados	
Coef. global transferencia calor (kW/m ² ·K)	0,02

Fuente: Investigador

El resultado obtenido usando ecuaciones para coeficiente global de transferencia de calor sin aletas, está muy cercano al mínimo del rango de valores representativos sugeridos por Incropera (1999), que para intercambiadores de calor de tubos con aletas (agua en tubos, aire en flujo cruzado) alcanza valores de entre 25 hasta 50 W/(m²·K).

4.7.4 Cálculo del área de transferencia de calor usando el método DTML

a) Tubos sin aletas radiales en su superficie

La tabla 4.8, presenta resultados de cálculo de longitud de tubos requerida sin aletas.

Tabla 4.8. Área de transferencia de calor sin aletas

Datos	
Calor total a transferirse (kW)	6,9
Resultados	
Área de transferencia de calor (m ²)	1,77
Número de tubos sin aletas	1
Diámetro de tubo (m)	0,075
Longitud de tubos (m)	7,5
Longitud máxima (m)	4,5
Número de pasos de tubo requerido	1,7

Fuente: Investigador

El área de transferencia de calor requerida es de 1,7 m², con 7,5 m de longitud lo cual sobrepasa el espacio disponible en la chimenea.

b) Tubos con aletas tipo aguja (tubos de calor) radiales a su superficie

Considerando que el espacio disponible al interior de la chimenea es reducido, se considera la instalación de superficies extendidas para disminuir el área de transferencia de calor requerido, en este caso se analiza el efecto de usar aletas de sección transversal circular con cubierta de cobre sinterizado y agua como fluido interno de trabajo conocidas como tubos de calor, cuyas características técnicas y curvas de eficiencia se detallan en Anexo 12. La tabla 4.9, presenta resultados de cálculo de longitud de tubos con aletas.

Tabla 4.9. Área de transferencia de calor con aletas

Datos	
Calor total a transferirse (kW)	6,9
Calor máximo transferido por aleta (kW)	0,1
Número de aletas (tubos de calor: HP-1)	30
Calor adicional transferido por aletas (kW)	3
Calor transferido por tubos sin aletas (kW)	3,9
Resultados	
Area de transferencia de calor (m ²)	1,00
Número de tubos con aletas	1
Diámetro de tubo (m)	0,075
Longitud de tubos (m)	4,3
Longitud máxima (m)	4,5
Número de pasos de tubo requerido	0,9

Fuente: Investigador

El área de transferencia de calor requerida se reduce a 1 m², con un solo paso de tubería de 4,3 m de longitud lo cual facilita aprovechar el espacio disponible al interior de la chimenea.

4.7.5 Simulación de flujo del agua al interior de la tubería del intercambiador de calor

En la figura 4.3, se presentan resultados de simulación usando software demo para análisis de flujo por tuberías, que facilita la determinación de la velocidad y caída de presión, para la circulación de agua al interior de la tubería de un solo paso para el intercambiador de calor propuesto.

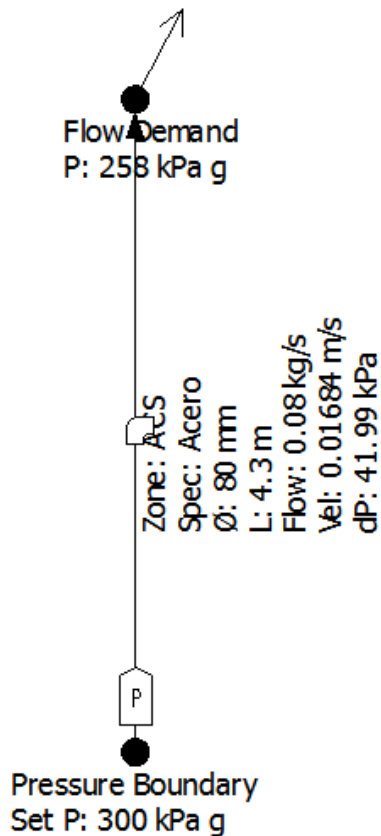


Figura 4.3. Resultados simulación de flujo de agua en intercambiador

Se visualiza que cuando fluye 0,08 kg/s de agua a 20 °C y 300 kPa por el interior de la tubería de diámetro 0,075 m, alcanza una velocidad de 0,016 m/s con caída de presión de 41,99 kPa (un 14 %).

4.7.6 Determinación de la mejora en el grado de aprovechamiento energético para obtención de agua caliente sanitaria

a) Producción actual de agua caliente

Existen dos calentadores para agua de los cuales trabaja uno sólo a la vez mientras el otro permanece en reserva y en condiciones de consumo normal trabajan según los parámetros descritos en las tablas 4.10 y 4.11, con un aprovechamiento de energía proveniente del vapor de entre 16 a 32 kW.

Tabla 4.10. Análisis del sistema actual para calentamiento de agua con alto consumo

Datos	
Fluido caliente: Vapor	
Presión (kPa)	620
Temperatura condensación (K)	433
Flujo másico (kg/h)	56
Flujo másico (kg/s)	0,016
Entalpía de vaporización (kJ/kg)	2 080
Fluido frío: Agua	
Temperatura entrada (K)	293
Temperatura salida (K)	343
Calor específico (kJ/kg.°C)	4,18
Resultados	
Flujo másico de agua (kg/s)	0,15
Flujo másico de agua (kg/h)	557
Caudal de agua (m ³ /h)	0,6
Caudal de agua (m ³ /s)	0,00016
Calor transferido (kW)	32

Fuente: Investigador

Tabla 4.11. Análisis del sistema actual para calentamiento de agua con medio consumo

Datos	
Fluido caliente: Vapor	
Presión (kPa)	620
Temperatura condensación (K)	433
Flujo másico (kg/h)	28
Flujo másico (kg/s)	0,008
Entalpía de vaporización (kJ/kg)	2 080
Fluido frío: Agua	
Temperatura entrada (K)	293
Temperatura salida (K)	343
Calor específico (kJ/kg.°C)	4,18
Resultados	
Flujo másico de agua (kg/s)	0,08
Flujo másico de agua (kg/h)	279
Caudal de agua (m ³ /h)	0,3
Caudal de agua (m ³ /s)	0,00008
Calor transferido (kW)	16

Usando 56 kg/h de vapor, cada intercambiador permite calentar 557 kg/h de agua desde 20 hasta 70 °C, mientras que al consumir 28 kg/h de vapor se calentaría solo 279 kg/h.

b) Producción futura de agua caliente

La propuesta para intercambio de calor, permitirá obtener un beneficio adicional de entre un mínimo de 108 kg/h a 40 °C hasta un máximo de 228 kg/h a 70 °C de agua caliente para uso sanitario, mediante el aprovechamiento de 6,9 kW proveniente del calor residual de los 0,23 kg/s de gases que fluyen a 250 °C por la chimenea.

4.7.7 Comprobación de la hipótesis

La hipótesis declarada manifiesta lo siguiente:

La reducción de pérdidas térmicas en el sistema de generación y distribución de vapor mejora el uso adecuado de la energía e incrementa la eficiencia térmica, optimizando el grado de aprovechamiento energético en la Casa de Máquinas del Hospital “Dr. Julio Enrique Paredes” Unidad Oncológica SOLCA Tungurahua.

La tabla 4.12 compara pérdidas térmicas y aprovechamiento energético para las condiciones actual y futura mejorada.

Tabla 4.12. Comparación entre funcionamiento actual y futuro

Causa-Efecto	Situación actual	Situación futura mejorada	Variación absoluta	Variación relativa (%)
Pérdidas térmicas gases chimenea (kW)	88,6	81,7	-6,9	-7,8%
Pérdidas térmicas totales en generación (kW)	166,6	159,7	-6,9	-4,1%
Aprovechamiento térmico (kg/h) ACS a 40 °C	557	845	288	51,7%
Aprovechamiento térmico (kg/h) ACS a 70 °C	557	665	108	19,4%
Eficiencia térmica global generación de vapor (%)	71,76%	72,93%	1,2%	1,2%

Fuente: Investigador

El cuadro comparativo permite concluir que la reducción de las pérdidas térmicas en 4,1 %, permitirá incrementar la eficiencia térmica en un 1,2 % y obtener incrementos entre 19,4 % hasta 51,7 % en el flujo másico de agua caliente sanitaria obtenida. Con lo cual se confirma el cumplimiento de la hipótesis planteada.

4.7.8 Comprobación de la hipótesis estadística

Para su comprobación mediante estadística inferencial se plantea la siguiente hipótesis estadística:

- Hipótesis nula (H_0): La reducción de pérdidas térmicas en el sistema de generación y distribución de vapor NO mejora el grado de aprovechamiento energético en la Casa de Máquinas del Hospital “Dr. Julio Enrique Paredes” Unidad Oncológica SOLCA Tungurahua.
- Hipótesis alternativa (H_1): La reducción de pérdidas térmicas en el sistema de generación y distribución de vapor mejora el grado de aprovechamiento energético en la Casa de Máquinas del Hospital “Dr. Julio Enrique Paredes” Unidad Oncológica SOLCA Tungurahua.

Un resumen de las matrices planteadas y obtenidas para el cálculo de frecuencias usadas para contraste de hipótesis se muestra en las tablas 4.13, 4.14 y 4.15, que permitirán la comparación entre los valores calculados y tabulados.

Tabla 4.13. Matriz de frecuencias observadas

Frecuencias Observadas			
Causa-Efecto	Situación actual	Situación futura	
Pérdidas térmicas gases chimenea (kW)	88,6	81,7	170,3
Aprovechamiento ACS (kg/h)	557	845	1402,64
	645,92	927,02	1572,94

Fuente: Investigador

Tabla 4.14. Matriz de frecuencias esperadas

Frecuencias Esperadas		
Causa-Efecto	Situación actual	Situación futura
Pérdidas térmicas (kW)	69,93	100,37
Aprovechamiento ACS (kg/s)	575,99	826,65

Fuente: Investigador

Tabla 4.15. Matriz de contraste

$(F. \text{ Obs} - F. \text{ Esp})^2 / (F. \text{ Esp})$	
4,98	3,47
0,60	0,42

Fuente: Investigador

Resultados: Suma de frecuencias = 9,48

Estadístico obtenido en tablas considerando 1 grado de libertad y 99% de probabilidad = 6,6349

El valor calculado es mayor que el valor tabulado por tanto se rechaza la hipótesis nula y se acepta la hipótesis alternativa por tanto se verifica estadísticamente el siguiente planteamiento:

- La reducción de pérdidas térmicas en el sistema de generación y distribución de vapor mejora el grado de aprovechamiento energético en la Casa de Máquinas del Hospital “Dr. Julio Enrique Paredes” Unidad Oncológica SOLCA Tungurahua.

4.8 Evaluación económico-ambiental de la propuesta

4.8.1 Presupuesto para materiales e instalación de tubos con aletas

En la tabla 4.16, se presenta un presupuesto referencial para la construcción e instalación de un intercambiador de calor de tubo y coraza con capacidad nominal 6,9 kW que permitirá obtener agua caliente sanitaria aprovechando gases de escape de la caldera.

Tabla 4.16. Presupuesto referencial para instalación de intercambiador de calor

Cantidad	Descripción	Valor Unitario	Valor Total
4	Tubería con costura acero inoxidable AISI 304, diámetro interior 84 mm. Unidad (m)	\$50,00	\$200,00
30	Tubos de calor con cubierta de cobre HP-1, diámetro 12,7 mm y longitud 76 mm	\$20,00	\$600,00
	Varios: Accesorios para instalación de tubería: codos, tees, bridas, filtro y válvulas. Soportes metálicos	\$300,00	\$300,00
	Varios: soldadura y mano de obra para instalación de tubería	\$500,00	\$500,00
Total: Materiales y Mano de obra			\$1 600,00

Fuente: Investigador

La tubería y accesorios pueden adquirirse en el país en plazos menores a 30 días, mientras los tubos de calor podrían importarse o fabricarse en el país, al respecto Escobar (2014) construyó un intercambiador con 6 tubos de calor en tubería de cobre diámetro 12,7 mm, con malla de acero inoxidable aplicando como fluido de trabajo agua o mercurio.

4.8.2 Análisis económico para recuperación de la inversión

Se considera un horizonte para vida del proyecto de dos años pues se trata de un prototipo, con valor de salvamento mínimo (10 % de la inversión inicial, puesto que existen materiales que pueden reutilizarse), así como aprovechamiento energético constante durante estos dos años. Este planteamiento se representa en forma esquemática en la figura 4.4.

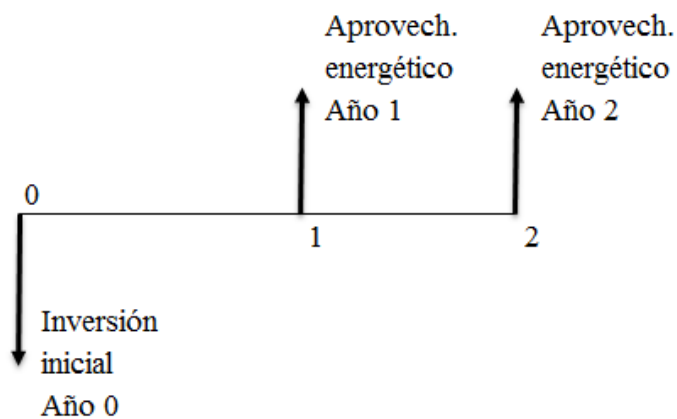


Figura 4.4. Diagrama Flujo de efectivo versus tiempo

En la tabla 4.17, se determinan los indicadores cuantitativos de rentabilidad VAN y TIR usando herramientas financieras disponibles en software de hoja electrónica, que permiten analizar la recuperación de la inversión en términos económicos dentro del plazo de 2 años establecido para recuperación considerando la vida útil del prototipo.

Tabla 4.17. Evaluación cuantitativa de rentabilidad para recuperación de la inversión

Datos	
Inversión Inicial (\$)	\$1 600,00
Valor de salvamento (\$)	\$160,00
Vida útil (años)	2
Incremento aprovechamiento energético (kW)	6,9
Regimen de funcionamiento (h/año)	1440
Producción energética (kWh/año)	9936
Costo energía térmica (\$/kWh)	\$0,12
Eficiencia calentamiento de agua (%)	90%
Ingresos anuales (\$) aprovechamiento energético	\$1 073,09
Tasa pasiva referencial (%)	5,95%
Premio al riesgo (%)	5%
TMAR (%)	10,95%
Resultados	
VAN (\$)	\$ 368,89
TIR (%)	27%

Invertir en este intercambiador de calor resulta rentable, pues permite recuperar el capital a una tasa de 10,95 % superior a la tasa pasiva referencial en un plazo inferior a 2 años, acorde con los índices de evaluación cuantitativa: Valor actual neto, VAN = \$368,89 (valor positivo) y Tasa interna de retorno, TIR = 27 % (mayor que la TMAR).

4.8.3 Análisis de sensibilidad unidimensional del efecto de la inversión inicial sobre los índices de rentabilidad

Existen diversos factores socioeconómicos que influyen sobre la rentabilidad de un proyecto, siendo los principales: inversión inicial, TMAR: tasa mínima aceptable de rendimiento, e ingresos proyectados, en este caso se realiza una simulación para analizar el efecto que producirán variaciones controladas sobre la inversión inicial y su efecto sobre la rentabilidad, como se presenta en las figuras 4.5 y 4.6.

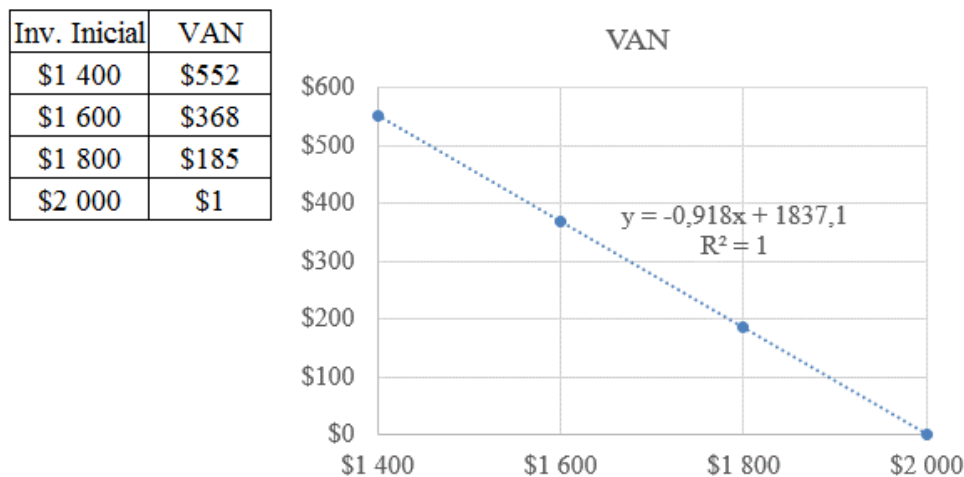


Figura 4.5. Efecto de la variación en la inversión inicial sobre el VAN

El proyecto mantiene su rentabilidad hasta niveles mínimos con un valor VAN ≈ 0 , cuando la inversión se eleva hasta \$ 2 000 (incremento de hasta 25 % sobre la inicial).

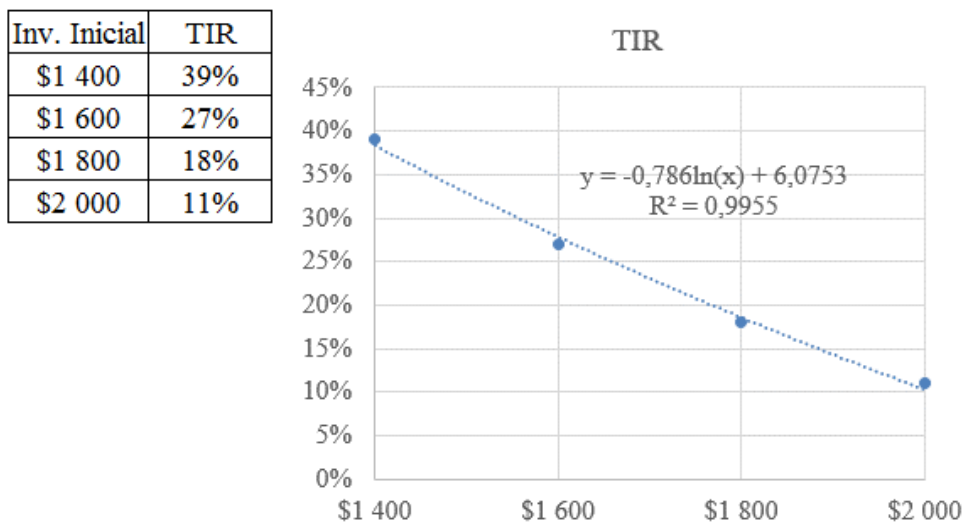


Figura 4.6. Efecto de la variación en la inversión inicial sobre la TIR

El proyecto mantiene su rentabilidad hasta niveles mínimos con un valor de TIR $\approx 10,95\%$, cuando la inversión se eleva hasta \$ 2 000 (incremento de hasta 25 % sobre la inicial).

4.8.4 Evaluación ambiental de la propuesta

Si se considera el calentamiento de agua utilizando vapor proveniente de la caldera que consume diesel como combustible tal como se realiza actualmente, el aprovechamiento del calor residual de los gases de escape por chimenea para calentar un adicional de 108 kg/h de agua, producirá según los valores de emisiones de CO₂ de la tabla 1.10 proporcionados por Sun Earth Tools un efecto favorable relacionado con la reducción de emisiones hacia la atmósfera.

Las calderas de vapor consumen 0,056 m³/h (54,32 kg/h) de fuel oil #2 para generar su capacidad máxima de 784 kg/h de vapor. Para producir 108 kg/h de agua se requiere aproximadamente 10,83 kg/h de vapor.

$$\text{Ahorro en emisiones} = \frac{10,83 \frac{\text{kg}}{\text{h}} \text{ vapor}}{\left[\frac{54,2 \frac{\text{kg}}{\text{h}} \text{ diesel}}{784 \frac{\text{kg}}{\text{h}} \text{ vapor}} \right]} \left[\frac{3,16 \text{ kg CO}_2}{1 \text{ kg diesel}} \right]$$

$$\text{Ahorro en emisiones} = 2,37 \text{ kg/h CO}_2$$

Considerando 8 horas diarias de funcionamiento se alcanzaría aproximadamente:

$$\text{Ahorro anual en Emisiones} = 5 \text{ t CO}_2$$

Esto constituye una reducción del 1,8 % sobre el total de 286 t CO₂ determinadas anteriormente en la figura 4, y que además según la cotización de 10 €/t del mercado de derechos de emisión en la Unión europea para el año 2012, se estima una reducción sobre los valores de penalización de aproximadamente \$ 70 por cada año de funcionamiento.

4.9 Conclusiones del Capítulo 4

- El intercambiador permitirá calentar 0,08 kg/s equivalente a 0,3 m³/h de agua desde 20 hasta 40 °C que con régimen de funcionamiento diario de 8 h produciría 2,4 m³ diarios que abastecería a las 30 camas del hospital considerando un consumo diario individual de 80 litros, mediante el aprovechamiento de 6,9 kW como una fracción considerable de los 88,6 kW disponibles como pérdidas térmicas en los 0,23 kg/s de gases que fluyen a 250 °C por la chimenea.
- La reducción de pérdidas térmicas debida al flujo de gases por chimenea en 4,1 %, permitirá incrementar la eficiencia térmica hasta un 72,93 % para así obtener incrementos de entre 19,4 % hasta 51,7 % en el flujo másico de agua caliente sanitaria obtenida, lo cual podría reducir las emisiones gaseosas hasta en 5 t CO₂/año.
- La inversión prevista para un intercambiador de calor que aproveche el calor residual de los gases de escape permite recuperar un capital inicial de \$ 1 600 a una tasa de 10,95 % superior a la tasa pasiva referencial en un plazo inferior a 2 años, con índices de evaluación cuantitativa: VAN = \$368,89 y TIR = 27 %.

CONCLUSIONES GENERALES

- Al considerar los centros de consumo térmico que requieren fuel oil siendo en este caso: calderas a diesel para generación de vapor, el cual luego se requiere en marmitas de vapor para cocina, equipos de lavandería a vapor, equipos de esterilización con autoclaves y calentadores para agua con alimentación de vapor, los mayores índices de aprovechamiento energético diario por usuario corresponden a las secciones de lavandería y calentamiento de agua alcanzando niveles de 14,5 y 4,6 kW·h.
- Se determinó que las mayores pérdidas térmicas en el sistema se producen debido al escape de gases por chimenea (88,6 kW) y a las pérdidas por combustión en el quemador (72 kW), mientras que las menores pérdidas son aquellas que ocurren por convección y radiación a través de las paredes de las calderas de vapor (1,8 kW) así como por convección desde las superficies expuestas del tanque para retorno de condensados (0,1 kW). Luego del análisis se seleccionó al aprovechamiento energético de gases residuales como la opción que presentaba mayores ventajas.
- Las calderas de vapor instaladas luego de casi 10 años de funcionamiento conservan niveles altos de eficiencia térmica y producción de vapor, que conllevan un adecuado aprovechamiento energético minimizando así las emisiones gaseosas hacia el ambiente, respaldado por las actividades de mantenimiento preventivo y predictivo ejecutadas oportunamente por el Departamento técnico.
- Se realizó el análisis térmico de un intercambiador de 6,9 kW que permitirá calentar 0,08 kg/s equivalente a 0,3 m³/h de agua desde 20 hasta 40 °C que aprovecharía un parte de los 88,6 kW disponibles como pérdidas térmicas generadas a partir del flujo de gases por la chimenea.

RECOMENDACIONES

- Para contar a futuro con resultados globales de eficiencia energética, sería importante ampliar el presente trabajo hacia la inclusión de los centros de consumo eléctrico que consideran para el área hospitalaria: servicios generales como: iluminación, compresores, ventilación y cuartos frío, y servicios médicos.
- Se sugiere que la institución hospitalaria inicie con la elaboración de planes y programas para gestión de eficiencia energética, que a partir de los indicadores planteados como línea base permitirían concretar cualquier alternativa planteada para mejorar el grado de aprovechamiento energético.
- Con la finalidad de complementar el diseño térmico del intercambiador de calor propuesto como alternativa para mejorar el grado de aprovechamiento energético, se plantea profundizar en el diseño mecánico y flujo de corrientes con apoyo en la técnica de análisis y simulación por elementos finitos y dinámica de fluidos por computadora, que culminaría validándose en su etapa final con la construcción del prototipo.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

1. American Society of Mechanical Engineers, ASME. (2008). *ASME PTC 4-2008: Fired steam generators: Performance test codes*. New York.
2. Bohórquez, R. (2013). Auditoría energética al circuito de vapor y condensado de una planta de elaboración de café liofilizado. Tesis de Grado. Escuela superior Politécnica del Litoral. Guayaquil, Ecuador.
3. Brizuela, E. y Romano, S. (2003). *Combustión*. Primera parte. Departamento de Ingeniería Mecánica y Naval, Facultad de Ingeniería, UBA. Buenos aires, Argentina.
4. Budin, R., A. Mihelic-Bogdanic, A. y Vujasinovic, E. (2007). Cogeneration and Heat Recovery in the Industrial Process. *Kemija u industriji: Journal of Chemists and Chemical Engineers*, 56 (11) 551–555.
5. Calle, C. y Rosero, P. (2011). Auditoría energética del sistema de vapor de la Empresa Duck's. Tesis de Grado. Escuela Politécnica Nacional. Quito, Ecuador.
6. Carlomagno, G. y Cardone, G. (2010). Infrared thermography for convective heat transfer measurements. *Experiments in fluids*, 49, 1187-1218. doi: 10.1007/s00348-010-0912-2.
7. Cengel, Y. y Dincer, I. (2012). *Efficiency evaluation of energy systems*. Springer.
8. Cengel, Y. y Boles, M. (2006). *Termodinámica* (5ta ed.). México: McGraw-Hill Interamericana Editores, S.A. de C.V. México.
9. Comisión Nacional para el ahorro de energía, CONAE. (2002). *Guía de vapor para la industria*. México.
10. Comisión Nacional para el uso eficiente de la energía, CONUEE. (2009). *Bases para el ahorro de energía en calderas y sistemas de vapor*. México.
11. Ente regional de la energía de Castilla y León, EREN. (2010). DEA Ingeniería. *Manual técnico de diseño y cálculo de redes de vapor: Eficiencia energética en redes de vapor*. Castilla y León, España.
12. ENER. Norma Oficial Mexicana NOM-009-ENER-1995: Eficiencia energética en aislamientos térmicos industriales.
13. Escobar, L. (2014). Análisis del material de la mecha en los tubos de calor y su influencia sobre la temperatura en la zona de condensado. Tesis de Maestría. Universidad Técnica de Ambato. Ambato, Ecuador.

14. Espatolero, J. (2011). Desarrollo de un método de optimización basado en análisis heurísticos para el diseño de ciclos de potencia en centrales termoeléctricas supercríticas. Tesis Doctoral. Universidad de Zaragoza. Zaragoza, España.
15. Federación andaluza de empresas cooperativas de trabajo asociado, FAECTA. (2012). Estudio sobre aprovechamiento energético de empresas de economía social. Sevilla, España: Fondo social europeo.
16. Fraile, J., San José, J., González Alonso, A. (2014). A Boiler Room in a 600-Bed Hospital Complex: Study, Analysis, and Implementation of Energy Efficiency Improvements. *Energies*, 7, 3282-3303, doi: 10.3390/en7053282.
17. Fundación de la energía de la comunidad de Madrid, FENERCOM. (2010). *Guía de ahorro y Eficiencia energética en hospitales*. Madrid, España.
18. Hernández, M. y Labrador García, L. (2004). Diagnóstico energético. *Energía y tú*, 25, artículo 9, ISSN: 1028 – 9925.
19. Hurtado, J. (2010). *Guía para la comprensión holística de la ciencia* (3ra ed.). Caracas, Venezuela: Fundación Sypal.
20. International Energy Agency, IEA. (2014). *Energy Efficiency Indicators: Fundamentals on Statistics*. Paris, Francia: IEA Publications.
21. Incropera, F. y De Witt, David. (1999). *Fundamentos de Transferencia de calor* (4ta ed.). México: Prentice Hall Hispanoamericana, S.A.
22. Instituto para la diversificación y ahorro de la energía, IDAE. (2011). *Guía práctica de la Energía: Consumo eficiente y responsable* (3ra ed.). Madrid, España: Gráficas Monterreina, S.A.
23. Instituto para la diversificación y ahorro de la energía, IDAE. (2007). Guía técnica: Diseño y cálculo del aislamiento térmico de conducciones, aparatos y equipos. Madrid, España.
24. Instituto para la diversificación y ahorro de la energía, IDAE. (2007). Guía técnica: Procedimiento de inspección periódica de eficiencia energética para calderas. Madrid, España.
25. Jinjala, B. y Shukla, R. (2013). Energy Conservation in Boiler by Variable Speed Drives (VSD). *International Journal of Innovative Research in Science. Engineering and Technology*, Vol. 2. Issue 4, 1069-1074.
26. Kakaç, S. y Lui, H. (2002). *Heat exchangers: selection, rating and thermal design* (2nd ed.). Boca ratón, Fl., USA. CRC Pres LLC.

27. Linares, P. (2009). Eficiencia energética y medio ambiente. *Economía y medio ambiente*, 847, 75-92.
28. López, L. (2013). *Enfoque cuantitativo de la investigación*. El Tigre, Venezuela. (Sección 1.1).
29. Marín, J., González, M. y Mestizo, J. (2007). Aplicación del método exergético para determinar pérdidas separadas e irreversibilidades en calderas bagaceras. CIBIM 8. Cusco, Perú.
30. Mendoza, R. (2006). *Investigación cualitativa y cuantitativa: Diferencias y limitaciones*. Piura, Perú: Prospera programa de inclusión social.
31. Meola, C. y Carlomagno, G. (2004). Recent advances in the use of infrared thermography. *Measurement Science and Technology*, 15, R27–R58. doi: 10.1088/0957-0233/15/9/R01.
32. Pattanapunt, P., Hussaro, K., Bunnakand, T. y Teekasap, S. (2013). Waste heat recovery from boiler of large-scale textile industry. *American Journal of Environmental Science* 9, 3, 231-239.
33. Peña, J. (2013), MEER-ONUDI. El proyecto de Eficiencia Energética Industrial en el Ecuador.
34. Polupan, G., Jarquin, G., Carvajal, I. y Pysmenny, Y. (2011). Desarrollo de recuperadores de energía para calderas basados en elementos bifásicos. *Información Tecnológica*, Vol. 22(5), 83-90, doi: 10.4067/S0718-07642011000500011.
35. Reale, G. y Antiseri, D., (1988), *Positivismo: Historia del Pensamiento Filosófico y Científico*. Tomo III. Barcelona, España: Editorial Herder.
36. Rosaler, R. (1998). *Manual del Ingeniero de Planta*. Tomo III. (2da ed.). México: McGraw-Hill Interamericana Editores, S.A. de C.V.
37. Testo. (2004). Manual práctico. Tecnología de medición en calderas (3ra ed.). Barcelona. España.
38. Unidad de capacitación y Asistencia técnica en eficiencia energética, UCATEE-OEA. *Manual Eficiencia Energética para MYPES*.
39. Unidad de Planificación minero energética, UPME. Ministerio de Minas y Energía-República de Colombia. (2005). *Guía para desarrollar proyectos de ahorro de energía en Centros hospitalarios*.

ANEXOS

ANEXO 1

GUÍA DE ENTREVISTA

OBJETIVOS DEL INSTRUMENTO PARA LA FASE DE DIAGNOSTICO

Objetivo general

Determinar consumos de energía por tipo de fuente para el Sistema de generación y distribución de vapor del Hospital “Dr. Julio Enrique Paredes” Unidad Oncológica SOLCA Tungurahua, año 2014.

Objetivos específicos

1. Analizar los tipos de energía requeridos por el sistema de generación y distribución.
2. Determinar el tipo de equipos de consumo térmico.
3. Diagnosticar el consumo de energía térmica en el sistema de generación y distribución.

ANEXO 2

OPERACIONALIZACIÓN DE VARIABLES

Operacionalización de la variable independiente: Pérdidas térmicas.

Concepto	Categorías	Indicadores	Ítems	Técnicas e instrumentos
Transferencia de calor que ocurre desde el sistema hacia el ambiente exterior provocada por: conducción, convección, radiación y pérdidas de flujo másico.	Pérdidas por flujo de gases por chimenea	Calor transferido	kW	Medición: termocupla, cámara termográfica. Ecuaciones.
	Pérdidas por paredes de chimenea	Calor transferido	kW	Medición: termocupla, cámara termográfica. Ecuaciones.
	Pérdidas por paredes de calderas	Calor transferido	kW	Medición: termocupla, cámara termográfica. Ecuaciones.
	Pérdidas por paredes de tuberías	Calor transferido	kW	Medición: termocupla, cámara termográfica. Ecuaciones.

Fuente: Cabrera, Santiago. 2015

ANEXO 2 (Continuación)
OPERACIONALIZACIÓN DE VARIABLES

Operacionalización de la variable dependiente: Aprovechamiento energético.

Concepto	Categorías	Indicadores	Ítems	Técnicas e instrumentos
Consiste en el uso racional y eficiente de la energía. El ahorro de energía o eficiencia energética es una práctica empleada durante el consumo de energía que tiene como objeto procurar disminuir el uso de energía pero con el mismo resultado final. Es una optimización del consumo de energía. (FAECTA, 2012)	Consumo de vapor	Caudal	m ³	Encuesta, Ecuaciones
	Eficiencia energética del sistema de generación de vapor	Rendimiento	%	Ecuaciones
	Eficiencia energética del sistema de distribución de vapor	Rendimiento	%	Ecuaciones
	Producción de agua caliente para uso sanitario	Caudal	m ³	Encuesta, Ecuaciones

Fuente: Cabrera, Santiago. 2015

ANEXO 3

ENTREVISTA PARA DIAGNOSTICO PRELIMINAR - CONSUMO DE ENERGÍA PARA EL SISTEMA DE GENERACIÓN Y DISTRIBUCIÓN DE VAPOR, AÑO 2014.

1.1 Identificación de la empresa: Hospital “Dr. Julio Enrique Paredes”. Unidad Oncológica SOLCA Tungurahua.

Actividad principal de la empresa: Empresa de servicios de Salud pública
--

Capital social	USD\$	No conocido	
Facturación anual	USD\$	No aplica	
Número de empleados: Mantenimiento		12 (Total de 118)	
Repercusión coste energía/costo total		No conocido	%
Grado ocupación capacidad productiva		70	%
Horario de trabajo	1 turno	07h00 – 15h00	
	2 turno	15h00 – 23h00	
	3 turno	23h00 - 07h00	

¿Número de motores < de 75 kW?	0	Potencia	Varias
¿Número de motores > de 75 kW?	2	Potencia	35 Hp

1.2 Datos de atención al paciente (Año 2014)

Pacientes Áreas	Capacidad Pacientes	Unidad
Turnos varios	50	Pacientes internados

1.3 Análisis de Portadores

Diagnóstico de requerimientos de energía para equipos de generación de vapor.

Aprovisionamiento energía eléctrica

Baja tension

Tension de suministro 220/110 V

Autoproducción y/o cogeneración	Sí	No
Se ha analizado implantar un sistema?	x	
¿Hay alguno implantado?	x	

En su caso, indicar el tipo

Generador 350 kVA

Cantidad generada anualmente	Solo en caso emergente	kWh
Consumida en la propia planta	100	%
Vendida al exterior	0	%

Combustibles

Tipo de combustible consumido	Sí	No
Gas Natural / GLP		X
Fuelóleo		X
Diesel	X	
Carbón		X

Energías renovables

	Si	No
¿Existen paneles solares térmicos?		X
¿Existen paneles fotovoltaicos?		X

1.4 Consumos de energía

Consumo de energía eléctrica

Consumo total	Año 2014	10 000	kWh
Consumo total proyección	Año 2015	14 000	kWh

Consumo de combustibles

Consumo de combustibles (excepto el destinado a producir energía) con 1 caldera

Gas Natural / GLP		m ³ /año		tep
Fuelóleo		t/año		
Diesel	26 000	gal/año	102	
Consumo total	102	tep		

Consumo de combustibles (solamente el destinado a producir energía)

Gas Natural / GLP		m ³ /año		tep
Fuelóleo		t/año		
Diesel	400	gal/año	1.6	

Consumo total

1.6

 tep

Consumo de combustibles total

Gas Natural / GLP	<table border="1" style="display: inline-table; vertical-align: middle;"><tr><td style="width: 100px; height: 20px;"></td></tr></table>		t/año gal/año	Te
Fuelóleo	<table border="1" style="display: inline-table; vertical-align: middle;"><tr><td style="width: 100px; height: 20px;"></td></tr></table>			
Diesel	<table border="1" style="display: inline-table; vertical-align: middle;"><tr><td style="text-align: center;">26 400</td></tr></table>	26 400		
26 400				

Consumo total

103.6

 tep

1.5 Costos de energía

Costo de energía eléctrica

Costo energía eléctrica comprada	<table border="1" style="display: inline-table; vertical-align: middle;"><tr><td style="text-align: center;">0.15</td></tr></table>	0.15	\$/kWh
0.15			
Costo energía eléctrica autogenerada	<table border="1" style="display: inline-table; vertical-align: middle;"><tr><td style="text-align: center;">0.25</td></tr></table>	0.25	\$/kWh
0.25			

Costo de combustible

Gas Natural / GLP	<table border="1" style="display: inline-table; vertical-align: middle;"><tr><td style="width: 100px; height: 20px;"></td></tr></table>		\$/tep
Fuelóleo	<table border="1" style="display: inline-table; vertical-align: middle;"><tr><td style="width: 100px; height: 20px;"></td></tr></table>		
Diesel	<table border="1" style="display: inline-table; vertical-align: middle;"><tr><td style="text-align: center;">255</td></tr></table>	255	
255			
Carbón	<table border="1" style="display: inline-table; vertical-align: middle;"><tr><td style="width: 100px; height: 20px;"></td></tr></table>		

Costo energético total

Costo de compra de energía eléctrica	<table border="1" style="display: inline-table; vertical-align: middle;"><tr><td style="text-align: center;">3 060</td></tr></table>	3 060	\$/año
3 060			
Costo de combustible	<table border="1" style="display: inline-table; vertical-align: middle;"><tr><td style="text-align: center;">29 797</td></tr></table>	29 797	\$/año
29 797			
Costo de energía autoproducida	<table border="1" style="display: inline-table; vertical-align: middle;"><tr><td style="text-align: center;">340</td></tr></table>	340	\$/año
340			
COSTO TOTAL ENERGÍA	<table border="1" style="display: inline-table; vertical-align: middle;"><tr><td style="text-align: center;">33 197</td></tr></table>	33 197	\$/año
33 197			

1.6. Información General

Fecha:	Marzo de 2015
Responsable información:	Ing. Nelson Solís Jefe de Mantenimiento
Elaborado por:	Ing. Santiago Cabrera Maestrante en Gestión de Energías Universidad Técnica de Cotopaxi



ANEXO 4
REPORTE DE CARACTERIZACIÓN DE EMISIONES A LA
ATMÓSFERA

1. Datos generales:	
Tipo de fuente	Caldero
Año de construcción	2007
Funcionamiento fuente	24 h/día
Tipo de combustible	Diesel
2. Características físico químicas de las emisiones de combustión:	
Temperatura de gases por chimenea (°C)	195
Temperatura ambiente (°C)	30.1
Exceso de aire (%)	16
Eficiencia de combustión (%)	87.4
Porcentaje de oxígeno (%)	2.8
Porcentaje dióxido de carbono (%)	13.3
Monóxido de carbono (ppm)	78
Dióxido de azufre (ppm)	4
Óxidos de nitrógeno (ppm)	33
Número de humo	4

Fuente: SOLINEC: Soluciones industriales ecuatorianas, 2014.

ANEXO 5

HOJA DE REGISTRO DE MEDICIÓN DE PRESIÓN Y TEMPERATURA

Lecturas de instrumentos medidores en calderas y Sala de máquinas	
<p>Temperatura de gases de combustión en la chimenea de la caldera</p> <p>Entre: 250 a 290 °C</p>	
<p>Presión del vapor a la salida de la caldera</p> <p>Entre: 620 a 760 kPa (90 a 110 psig)</p>	
<p>Datos ambientales en la Sala de máquinas</p> <p>Temperatura ambiente Alrededor de 23 °C</p> <p>Humedad relativa Entre: 55 y 60%</p>	

Fuente: Ing. Santiago Cabrera Anda, 2014.

ANEXO 6

HOJA DE REGISTRO DE MEDICIÓN DE DATOS DE HUMEDAD RELATIVA Y TEMPERATURA

Medición	Tiempo (min)	Humedad Relativa (%)	Temperatura ambiente-Casa de máquinas (°C)
1	0	47,7	22,8
2	5	47,8	22,9
3	10	50,4	23,1
4	15	51,4	23,1
5	20	53,5	23,0
6	25	50,7	23,0
7	30	48,9	23,0
8	35	47,5	23,1
9	40	51,9	23,1
10	45	55,4	22,9
Promedio		50,5	23,0
Máxima		55,4	23,1
Mínima		47,5	22,8
Varianza		6,95	0,01
Desv. estándar		2,64	0,11

Fuente: Ing. Santiago Cabrera Anda, 2014.

ANEXO 7

HOJA DE REPORTE DE IMÁGENES TERMOGRÁFICAS

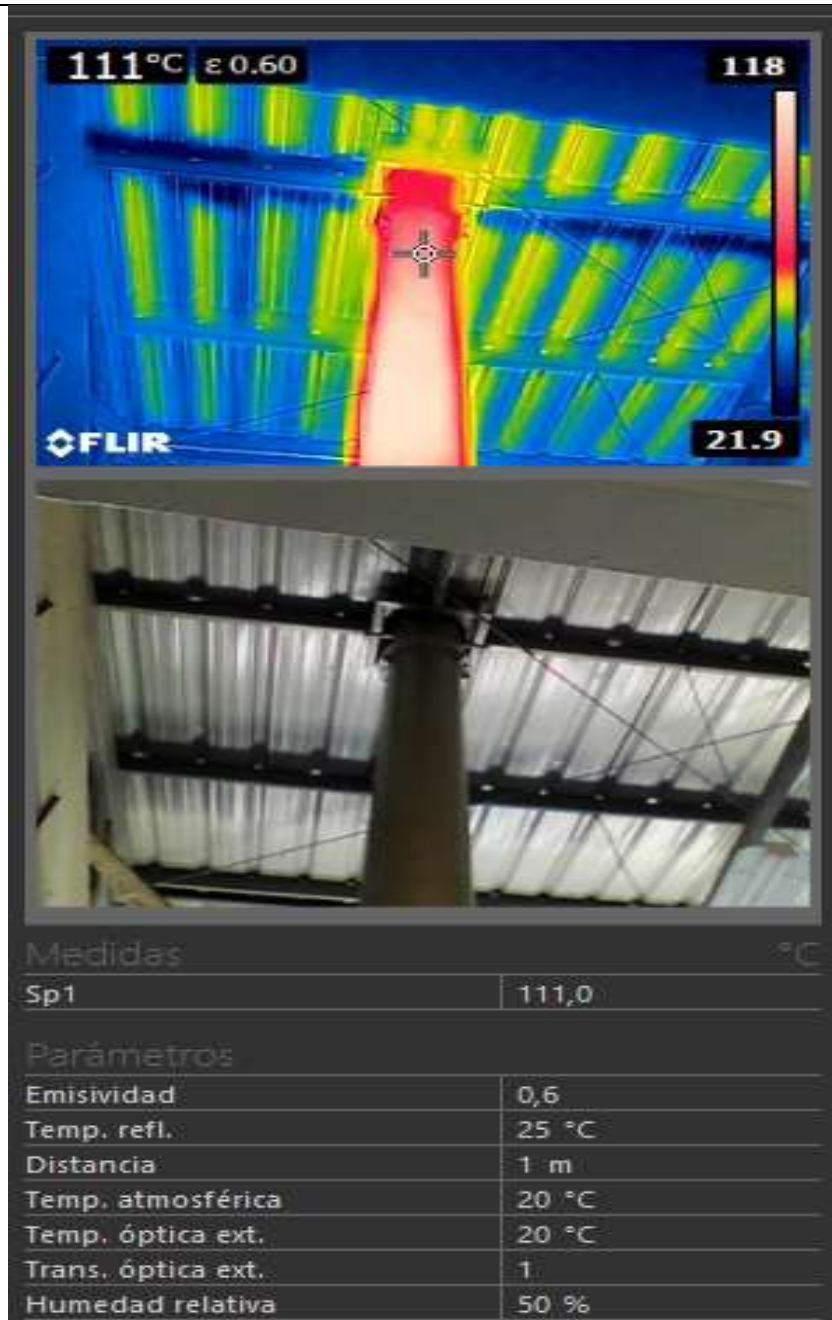
Imágenes correspondientes al manifold distribuidor de vapor



Fuente: Ing. Santiago Cabrera Anda, 2014.

ANEXO 7
HOJA DE REPORTE DE IMÁGENES TERMOGRÁFICAS
 (Continuación)

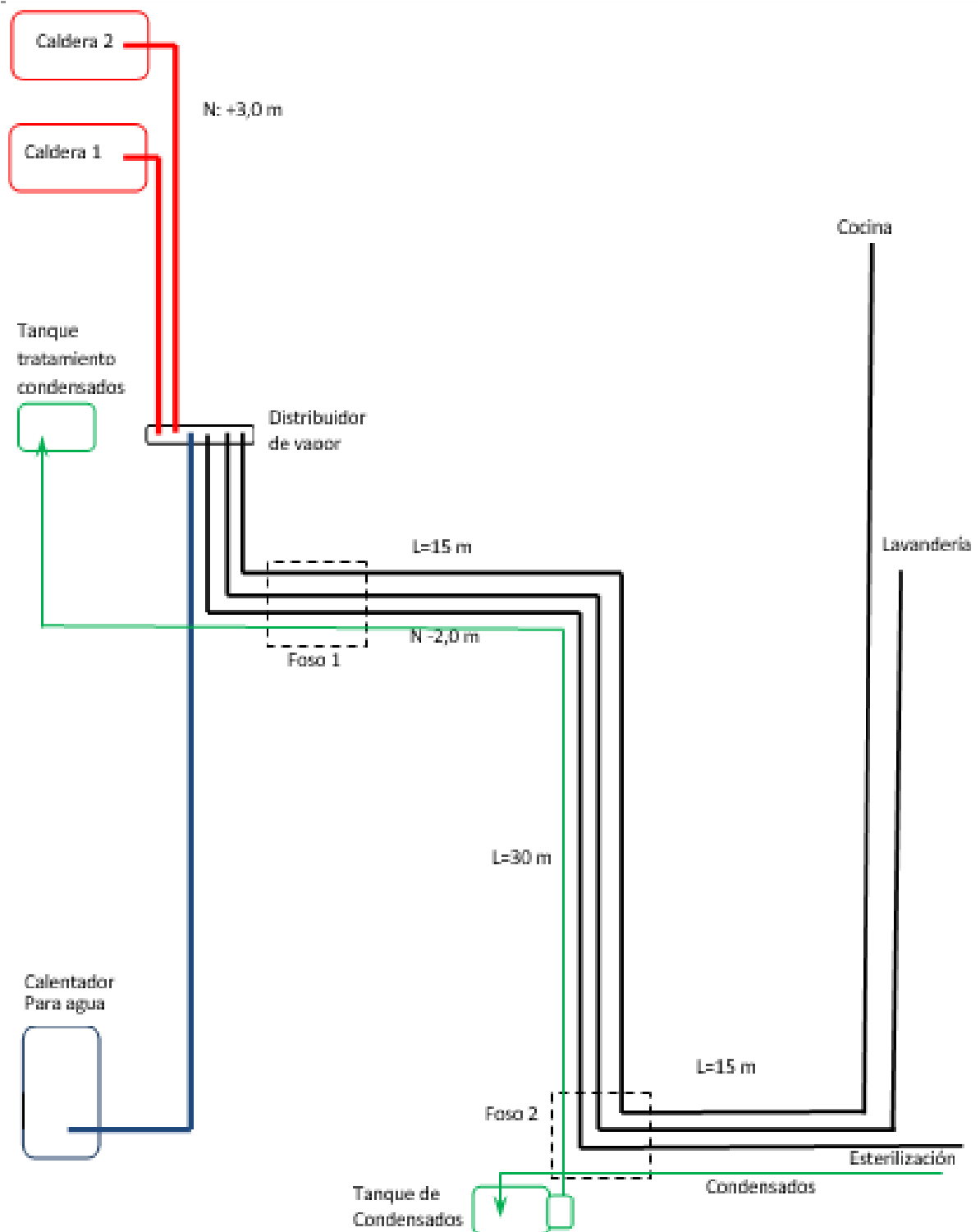
Imágenes correspondientes a la chimenea de gases de la caldera



Fuente: Ing. Santiago Cabrera Anda, 2014.

ANEXO 8

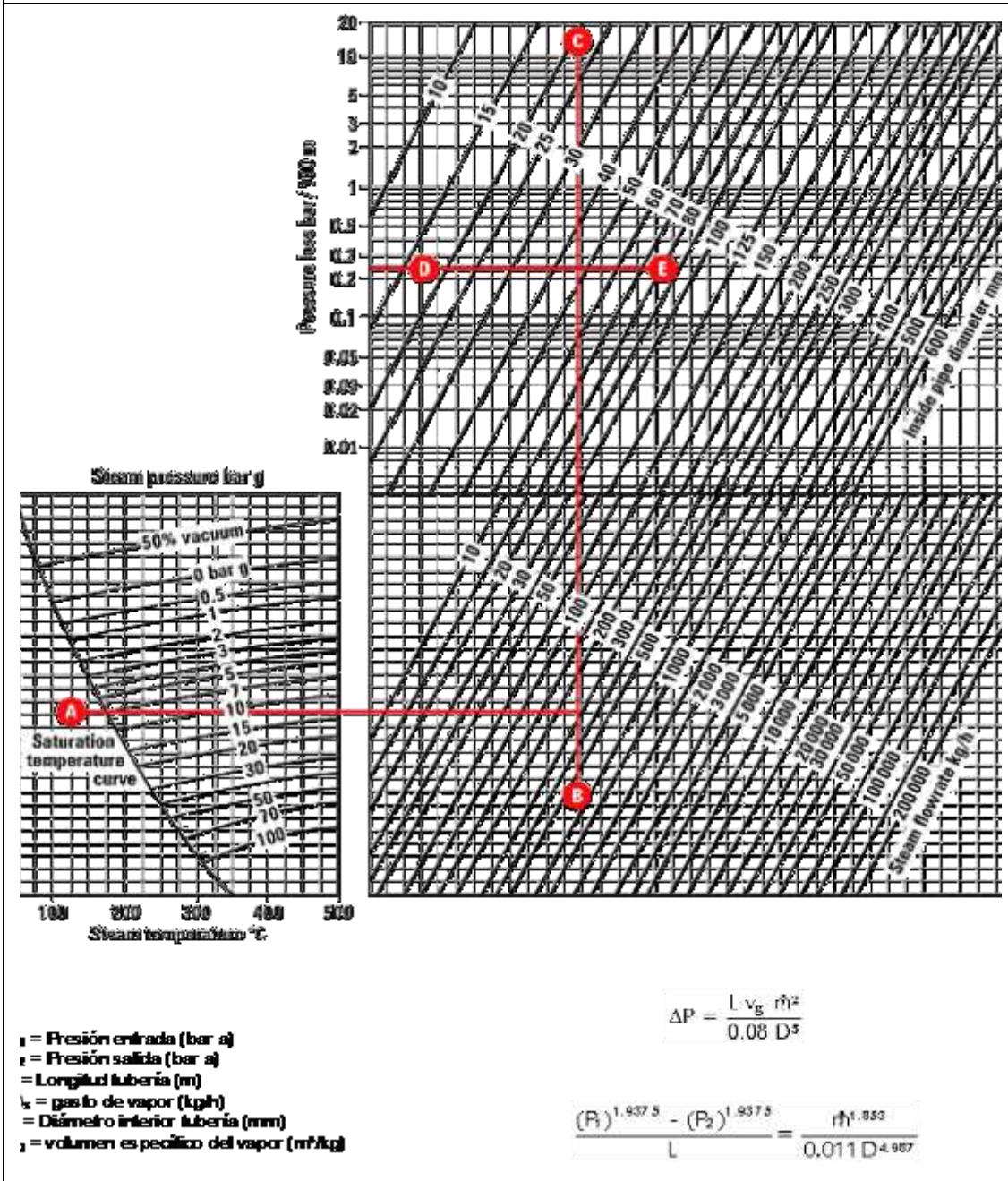
DISTRIBUCIÓN DE EQUIPOS Y RECORRIDO ACTUAL DE TUBERÍAS PARA VAPOR Y RETORNO DE CONDENSADOS



ANEXO 9

DIMENSIONADO DE TUBERÍAS DE VAPOR

Gráfico y ecuaciones para pérdida de carga



Fuente: Euskal Herriko Unibertsitatea. Departamento de Máquinas y motores térmicos, 2015.

ANEXO 10


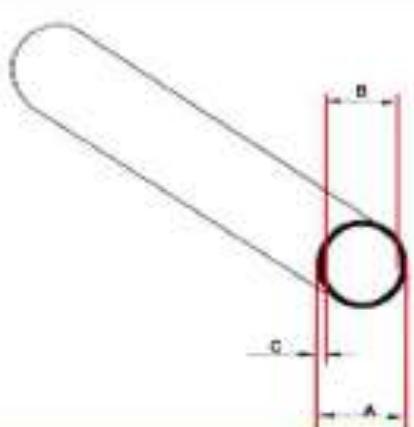
TABLA DE EMISIVIDAD PARA DIVERSOS MATERIALES

Material (temperatura del material)	Emisividad
Caucho, duro (23 °C)	0.94
Caucho, blando, gris (23 °C)	0.89
Hierro fundido, oxidado (200 °C)	0.64
Madera (70 °C)	0.94
Corcho (20 °C)	0.70
Radiador, negro, anodizado (50 °C)	0.98
Cobre, deslustrado (20 °C)	0.04
Cobre, oxidado (130 °C)	0.76
Cobre, pulido (40 °C)	0.03
Cobre, enrollado (40 °C)	0.64
Plásticos: PE, PP, PVC (20 °C)	0.94
Pintura, azul en lámina de aluminio (40 °C)	0.78
Pintura, negra, mate (80 °C)	0.97
Pintura, amarilla, 2 capas en lámina de aluminio (40 °C)	0.79
Pintura, blanca (90 °C)	0.95
Mármol, blanco (40 °C)	0.95
Ladrillo (40 °C)	0.93
Latón, oxidado (200 °C)	0.61
Pinturas al óleo (cualquier color) (90 °C)	0.92 a 0.96
Papel (20 °C)	0.97
Porcelana (20 °C)	0.92
Arenisca (40 °C)	0.67
Acero, galvanizado (200 °C)	0.52
Acero, oxidado (200 °C)	0.79
Acero, estirado en frío (93 °C)	0.75 a 0.85
Arcilla, cocida (70 °C)	0.91
Pintura de transformador (70 °C)	0.94
Ladrillo, mortero, cal (20 °C)	0.93
Zinc, oxidado	0.1

Fuente: TESTO. Termografía, 2008.

ANEXO 11

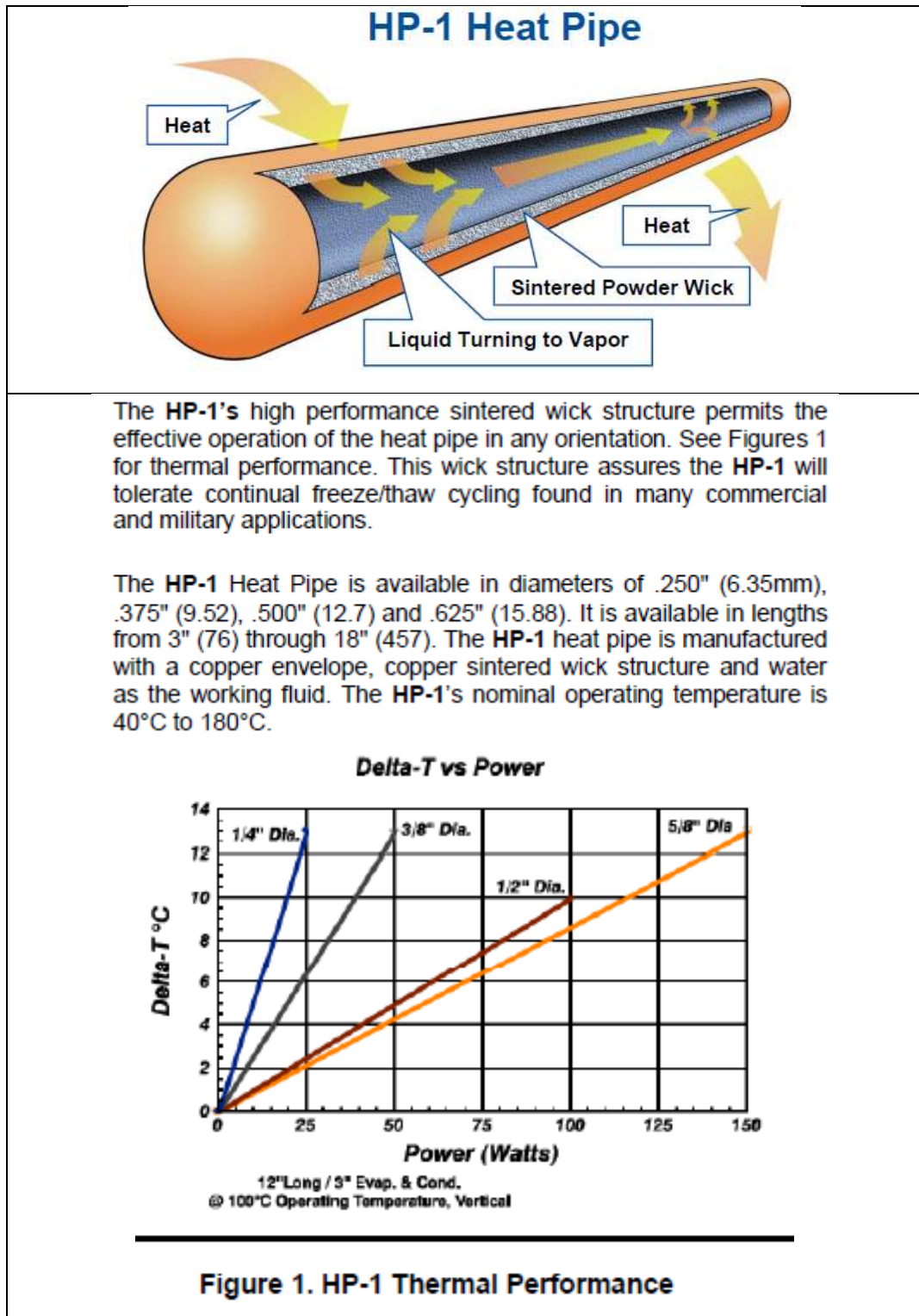
TUBERÍAS COMERCIALES EN ACERO INOXIDABLE

 Provindus <small>En Procedimientos Industriales</small>		INOXIDABLES <small>En Procedimientos Industriales</small>						
Tubos y Conexiones de Acero Inoxidable								
SERIE INDUSTRIAL SCH. 5S / 10S DIMENSIONES SEGÚN ANSI-B 36.19 ASTM A-269 / A-312								
TUBOS CON COSTURA - Acero inoxidable AISI 304 - Con costura - Normas ASTM A-269 / A-312 - ANSI-B 36.19 - Acabamiento mate								
DN (Inch.)	SCHEDULE 5S				SCHEDULE 10S			
	Ø Ext. A (mm.)	Ø Int. B (mm.)	Espesor Pared C (mm.)	Kg. / Metro	Ø Ext. A (mm.)	Ø Int. B (mm.)	Espesor Pared C (mm.)	Peso Kg. / Metro
1/2"	21.30	18.03	1.65	0.80	21.30	17.12	2.11	1.00
3/4"	26.70	23.37	1.65	1.03	26.70	22.45	2.11	1.28
1"	33.40	30.10	1.65	1.30	33.40	27.86	2.77	2.08
1,1/2"	48.30	44.96	1.65	1.91	48.30	42.72	2.77	3.11
2"	60.30	57.02	1.65	2.40	60.30	54.78	2.77	3.93
3"	88.90	84.68	2.11	4.51	88.90	82.80	3.05	6.44
4"	114.30	110.08	2.11	5.83	114.30	108.20	3.05	8.32

Fuente: PROVINDUS

ANEXO 12

CURVAS DE RENDIMIENTO TÉRMICO PARA TUBOS DE CALOR



Fuente: THERMACORE. Technical Data Sheet.