

ESCUELA POLITÉCNICA DEL EJÉRCITO

FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA

AUDITORÍA EXERGÉTICA EN EL ÁREA DE ESTAMPACIÓN Y EN LA CALDERA DEL ÁREA DE TINTORERÍA DE LA EMPRESA TEXTIL ECUADOR S.A.

PROYECTO PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO

LUIS FRANCISCO VILLACÍS BUENAÑO

DIRECTOR: ING. ADRIÁN PEÑA

CODIRECTOR: ING. ROBERTO GUTIÉRREZ

Sangolquí, Febrero–2006

CERTIFICACIÓN DE LA ELABORACIÓN DEL PROYECTO

El proyecto “AUDITORÍA EXERGÉTICA EN EL ÁREA DE ESTAMPACIÓN Y EN LA CALDERA DEL ÁREA DE TINTORERÍA DE LA EMPRESA TEXTIL ECUADOR S.A.” fue realizado en su totalidad por el Sr. Luis Francisco Villacís Buenaño, como requerimiento parcial para la obtención del título de Ingeniero Mecánico.

**ING. ADRIÁN PEÑA
DIRECTOR**

**ING. ROBERTO GUTIÉRREZ
CODIRECTOR**

Sangolquí, 2006-02-07

LEGALIZACIÓN DEL PROYECTO

**“AUDITORÍA EXERGÉTICA EN EL ÁREA DE ESTAMPACIÓN Y
EN LA CALDERA DEL ÁREA DE TINTORERÍA DE LA
EMPRESA TEXTIL ECUADOR S.A.”**

ELABORADO POR:

LUIS FRANCISCO VILLACÍS BUENAÑO

FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA

**MAYO. DE E. ING. EDGAR PAZMIÑO
DECANO**

Sangolquí, 2006-02

DEDICATORIA

*A quienes no les fue posible alcanzar
sus sueños de niños.*

*A quienes piensan que el único ser
humano muerto es el que no quiere
seguir creciendo.*

A quienes lean esta dedicatoria.

AGRADECIMIENTOS

A Dios. El ser más espectacular del universo.

A mis padres, Jaime y Rosa. Son mi rodilla y la mejor parte de cada día.

A mis hermanos, Roberto y Emilio. Los mejores compañeros.

A los Ingenieros Adrián Peña y Roberto Gutiérrez.

A todo el personal administrativo y principalmente operativo de la empresa Textil Ecuador S.A.

ÍNDICE DE CONTENIDOS

CERTIFICACIÓN DE LA ELABORACIÓN DEL PROYECTO	ii
LEGALIZACIÓN DEL PROYECTO	iii
DEDICATORIA	iv
AGRADECIMIENTOS	v
ÍNDICE DE CONTENIDOS	vi
TABLAS	x
FIGURAS	xiii
NOMENCLATURA	xv
ANEXOS	xvii
RESUMEN	xviii
1. GENERALIDADES	1
1.1 INTRODUCCIÓN	1
1.2 DEFINICIÓN DEL PROBLEMA	2
1.3 JUSTIFICACIÓN E IMPORTANCIA	5
1.4 OBJETIVOS	6
1.4.1 OBJETIVO GENERAL	6
1.4.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS	7
1.5 ALCANCE	7
2. CONCEPTOS FUNDAMENTALES	9
2.1 ENTROPÍA	9
2.2 EXERGÍA	11
2.2.1 TRABAJO REVERSIBLE	12
2.2.2 IRREVERSIBILIDAD	12
2.2.3 EFICIENCIA EXERGÉTICA η_{II}	13
2.3 DEFINICIÓN DE AUDITORÍA EXERGÉTICA	14
2.3.1 DIFERENCIA ENTRE AUDITORÍA ENERGÉTICA Y AUDITORÍA EXERGÉTICA	15
2.3.2 EL AUDITOR EXERGÉTICO	15
2.3.3 AUDITORÍA EXERGÉTICA PRELIMINAR	16
2.3.4 AUDITORÍA EXERGÉTICA DEFINITIVA	17

2.3.5 BENEFICIOS DE LA AUDITORÍA EXERGÉTICA	18
2.4 DIAGRAMAS DE SANKEY	19
3. AUDITORÍA EXERGÉTICA PRELIMINAR	21
3.1 DESCRIPCIÓN DEL PROCESO DE ESTAMPACIÓN	23
3.2 DESCRIPCIÓN DEL PROCESO DE TINTORERÍA	24
3.3 IDENTIFICACIÓN DE LOS EQUIPOS A AUDITARSE	25
3.3.1 CALDERAS	26
3.3.1.1 Caldera de Tintorería (Caldera 1). Inspecciones generales	27
3.3.1.2 Caldera de Estampación (Caldera 2). Inspecciones generales	29
3.3.1.2.1 Sistema de Distribución de Vapor	31
3.3.2 AIRE COMPRIMIDO	31
3.3.2.1 Inspecciones generales del Compresor	31
3.3.2.2 Inspecciones generales de la Línea de Aire Comprimido	32
3.3.3 TUBERÍAS DE AGUA	33
3.3.3.1 Inspecciones generales	34
3.3.4 ENERGÍA ELÉCTRICA	35
3.3.4.1 Inspecciones generales de los receptores de energía	36
3.4 FORMULARIOS PARA LA RECOLECCIÓN DE DATOS	38
4. AUDITORÍA EXERGÉTICA DEFINITIVA	39
4.1 RECOPIACIÓN Y PROCESAMIENTO DE DATOS EN LA CALDERA 1	39
4.1.1 EVALUACIÓN DE LA INFORMACIÓN	39
4.1.2 ECUACIONES DEL PROCESO DE COMBUSTIÓN	41
4.1.3 EFICIENCIA DE LA COMBUSTIÓN Y EFICIENCIA DEL GENERADOR DE VAPOR	44
4.1.4 PÉRDIDAS DE VAPOR	49
4.1.5 DIAGRAMA DE ENERGÍA Y DE EXERGÍA	74
4.1.6 ANÁLISIS DE LA FRECUENCIA DE PURGAS	76
4.2 RECOPIACIÓN Y PROCESAMIENTO DE DATOS EN LA CALDERA 2	81
4.2.1 EVALUACIÓN DE LA INFORMACIÓN	81
4.2.2 ECUACIONES DEL PROCESO DE COMBUSTIÓN	82
4.2.3 EFICIENCIA DE LA COMBUSTIÓN Y EFICIENCIA DEL GENERADOR DE VAPOR	84

4.2.4 PÉRDIDAS DE VAPOR	87
4.2.5 DIAGRAMA DE ENERGÍA Y DE EXERGÍA	95
4.2.6 ANÁLISIS DE LA FRECUENCIA DE PURGAS	97
4.3 RECOPIACIÓN Y PROCESAMIENTO DE DATOS DEL AIRE COMPRIMIDO	99
4.3.1 ANÁLISIS DE PÉRDIDAS EN LAS LÍNEAS DE AIRE COMPRIMIDO	99
4.4 RECOPIACIÓN Y PROCESAMIENTO DE DATOS EN LAS TUBERÍAS DE AGUA	106
4.4.1 ANÁLISIS DE PÉRDIDAS EN LAS TUBERÍAS DE AGUA	106
4.5 RECOPIACIÓN Y PROCESAMIENTO DE DATOS DE LA ENERGÍA ELÉCTRICA	115
4.5.1 ANÁLISIS DE LA CORRECCIÓN DEL FACTOR DE POTENCIA EN LA MAQUINARIA Y EN LA ILUMINACIÓN	116
5. PROYECTO DE FACTIBILIDAD PARA LA IMPLANTACIÓN DE MEJORAS ENERGÉTICAS	119
5.1 ESTUDIO TÉCNICO. INGENIERÍA DEL PROYECTO	119
5.1.1 MEJORAS PARA LA EFICIENCIA DE LA CALDERA 1	119
5.1.2 MEJORAS PARA LA EFICIENCIA DE LA CALDERA 2	134
5.1.2.1 Sistema de Distribución de Vapor	138
5.1.3 MEJORAS PARA REDUCIR LAS PÉRDIDAS DE AIRE COMPRIMIDO	143
5.1.4 MEJORAS PARA REDUCIR LAS PÉRDIDAS EN LAS TUBERÍAS DE AGUA	148
5.1.5 MEJORAS PARA EL AHORRO DE ENERGÍA ELÉCTRICA	152
5.2 ESTUDIO ECONÓMICO FINANCIERO	154
5.2.1 AHORROS ECONÓMICOS POR MEJORAS ENERGÉTICAS	154
5.2.1.1 En la Caldera 1	154
5.2.1.2 En la Caldera 2	155
5.2.1.2.1 En el Sistema de Distribución de Vapor	155
5.2.1.3 En el Aire Comprimido	156
5.2.1.4 En las Tuberías de Agua	157
5.2.1.5 En la Energía Eléctrica	157

5.2.2 DETERMINACIÓN DE LOS COSTOS DEL PROYECTO	159
5.2.3 DEPRECIACIÓN Y AMORTIZACIÓN	160
5.2.4 ESTADO DE RESULTADOS	162
5.2.5 CRONOGRAMA DE INVERSIONES	163
5.3 EVALUACIÓN ECONÓMICA	163
5.3.1 VALOR ACTUAL NETO (VAN)	163
5.3.2 TASA INTERNA DE RETORNO (TIR)	164
5.3.3 ANÁLISIS BENEFICIO/COSTO	164
6. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	167
6.1 CONCLUSIONES	167
6.2 RECOMENDACIONES	169
REFERENCIAS	188

TABLAS

Tabla 1.1	Costos y consumos de energía eléctrica en el área de estampación	3
Tabla 1.2	Costos y consumos de Fuel Oil N°6 (búnker) en las dos calderas	3
Tabla 1.3	Costos totales de producción por año	4
Tabla 3.1	Datos de la empresa auditada	21
Tabla 3.2	Características técnicas de las telas estampadas	23
Tabla 3.3	Identificación de los sistemas a auditarse	26
Tabla 3.4	Características del combustible que se utiliza en las calderas	26
Tabla 3.5	Especificaciones técnicas de la caldera 1	27
Tabla 3.6	Costos y consumos de combustible en la caldera 1	28
Tabla 3.7	Especificaciones técnicas de la Caldera 2	29
Tabla 3.8	Costos y consumos de combustible en la caldera 2	30
Tabla 3.9	Especificaciones técnicas del compresor de estampación	32
Tabla 3.10	Especificaciones técnicas de la bomba de estampación	34
Tabla 3.11	Datos generales de la energía eléctrica	36
Tabla 3.12	Descripción de los receptores de energía eléctrica del área de estampación	37
Tabla 4.1	Características físico químicas de las emisiones de combustión de la caldera 1	40
Tabla 4.2	Comparación de las emisiones promedio con los límites máximos permisibles en la caldera 1	40
Tabla 4.3	Características de la línea principal de la red de distribución de vapor del área de tintorería	50
Tabla 4.4	Trampas de vapor en la línea principal de la red de distribución de vapor del área de tintorería	51
Tabla 4.5	Características de la línea de suministro de la red de distribución de vapor del área de tintorería	52
Tabla 4.6	Trampas de agua en la línea de suministro de la red de distribución de vapor del área de tintorería	53

Tabla 4.7	Caídas de presión y velocidades de flujo en la tubería principal de vapor del área de tintorería	57
Tabla 4.8	Caídas de presión y velocidades de flujo en las tuberías de suministro de vapor del área de tintorería	59
Tabla 4.9	Problemas por impurezas en el agua de caldera	77
Tabla 4.10	Máxima concentración de impurezas recomendadas en el agua de calderas para presiones de 0 a 300 psig	77
Tabla 4.11	Análisis de las aguas de la caldera 1	78
Tabla 4.12	Características físico químicas de las emisiones de combustión de la caldera 2	82
Tabla 4.13	Comparación de las emisiones promedio con los límites máximos permisibles	82
Tabla 4.14	Características de la línea principal de la red de distribución de vapor del área de estampación	88
Tabla 4.15	Trampas de vapor en la línea principal de la red de distribución de vapor del área de estampación	88
Tabla 4.16	Características de la línea de suministro de la red de distribución de vapor del área de estampación	89
Tabla 4.17	Trampas de vapor en la línea de suministro de la red de distribución de vapor del área de estampación	90
Tabla 4.18	Caídas de presión y velocidades de flujo en las tuberías de suministro de vapor del área de estampación	92
Tabla 4.19	Análisis de las aguas de la caldera 2	97
Tabla 4.20	Características del sistema de distribución de aire comprimido del área de estampación	100
Tabla 4.21	Trampas de condensado en la línea principal de la red de aire comprimido del área de estampación	101
Tabla 4.22	Mediciones para calcular las fugas en la red de aire comprimido	104
Tabla 4.23	Características del sistema de distribución de agua del área de estampación	107
Tabla 4.24	Valores para determinar la ecuación de la curva de la bomba	107
Tabla 4.25	Cálculo de las cargas piezométricas	110

Tabla 4.26	Cálculo de la resistencia de tubería	111
Tabla 4.27	Solución de las ecuaciones de comprobación del diseño	112
Tabla 4.28	Pérdidas de presión en la red de tuberías para agua	114
Tabla 4.29	Velocidades de agua en la red de distribución	115
Tabla 4.30	Cálculo de la potencia aparente de los receptores de energía	116
Tabla 5.1	Diseño propuesto de la línea principal para la red de vapor del área de tintorería	124
Tabla 5.2	Diseño propuesto de las líneas de suministro de vapor del área de tintorería	126
Tabla 5.3	Diseño propuesto de las líneas de suministro de vapor del área de estampación	140
Tabla 5.4	Calidad de aire comprimido de clase 4 según las normas europeas PNEUROP	144
Tabla 5.5	Cálculo de la resistencia de tubería propuesto	149
Tabla 5.6	Solución de las ecuaciones de comprobación del diseño propuesto	150
Tabla 5.7	Resumen de los ahorros energéticos y económicos propuestos	158
Tabla 5.8	Inversión en activo fijo	159
Tabla 5.9	Inversión en activo diferido	160
Tabla 5.10	Inversión total en activo fijo y diferido	160
Tabla 5.11	Costo de funcionamiento	160
Tabla 5.12	Depreciación y amortización de activo fijo y diferido (USD)	161
Tabla 5.13	Estado de resultados	162
Tabla 5.14	Ingresos y egresos actualizados	165

FIGURAS

Figura 1.1	Costos totales de producción por año	4
Figura 2.1	Dibujo esquemático de una máquina térmica	9
Figura 2.2	Sistemas donde se pueden realizar auditorías energéticas	17
Figura 2.3	Diagrama de Sankey en un proceso de cogeneración de calor y electricidad	20
Figura 3.1	Organigrama funcional de la empresa Textil Ecuador S.A.	22
Figura 3.2	Ubicación de las áreas de estampación y tintorería dentro de la empresa	23
Figura 3.3	Diagrama de bloques del proceso de estampación	24
Figura 3.4	Diagrama de bloques del proceso de tintorería	25
Figura 3.5	Caldera del área de tintorería	27
Figura 3.6	Caldera del área de estampación	29
Figura 3.7	Compresor del área de estampación	32
Figura 3.8	Bomba del área de estampación	34
Figura 4.1	Distribuidor de vapor del área de tintorería	49
Figura 4.2	Pérdidas de calor en el tramo 1-2 de las líneas de vapor del área de tintorería	63
Figura 4.3	Pérdidas de calor en el tramo 2-3 de las líneas de vapor del área de tintorería	69
Figura 4.4	Pérdidas de calor en el tramo 7-8 de las líneas de vapor del área de tintorería	71
Figura 4.5	Diagrama de energía de la Caldera 1	74
Figura 4.6	Diagrama de exergía de la Caldera 1	75
Figura 4.7	Pérdidas de energía en el sistema de vapor del área de tintorería	81
Figura 4.8	Distribuidor de vapor del área de estampación	87
Figura 4.9	Diagrama de energía de la Caldera 2	95
Figura 4.10	Diagrama de exergía de la Caldera 2	96
Figura 4.11	Pérdidas de energía en el sistema de vapor del área de estampación	99
Figura 4.12	Esquema de la red de aire comprimido	104
Figura 4.13	Curva y ecuación característica de la bomba	108

Figura 4.14	Punto de operación de la bomba	113
Figura 4.15	Triángulo de potencias del sistema trifásico de distribución de energía eléctrica del área de estampación	117
Figura 5.1	Pérdidas de energía propuestas para el sistema de vapor del área de tintorería	134
Figura 5.2	Pérdidas de energía propuestas para el sistema de vapor del área de estampación	143
Figura 5.3	Esquema para mejorar la calidad del aire comprimido	145
Figura 5.4	Reducción de la línea de succión entre el depósito y la bomba	148
Figura 5.5	Punto de operación de la bomba propuesto	151
Figura 5.6	Triángulo de potencias corregido del sistema trifásico de distribución de energía eléctrica del área de estampación	154

NOMENCLATURA

h	Entalpía específica, kJ/kg
i	Irreversibilidad específica kJ/kg
m	Masa, kg
M	Peso molecular, kg/kmol
n	Número de moles, kmol
P	Presión, kPa
q	Transferencia de calor por unidad de masa, kJ/kg
Q	Transferencia de calor total, kJ
R_u	Constante de gas universal, kJ/(kmol K)
s	Entropía específica, kJ/(kg K)
S	Entropía total, kJ/K
T	Temperatura, °C o K
V	Velocidad, m/s
w	Trabajo por unidad de masa, kJ/kg
W	Trabajo total, kJ
z	Altura o elevación, m

LETRAS GRIEGAS

ψ	Disponibilidad (exergía) específica, kJ/kg
η_{II}	Eficiencia exergética
η_t	Eficiencia térmica
δ	Densidad, kg/m ³

SUBÍNDICES

0	Propiedad en la condición del estado muerto (medio ambiente)
C	Calor de combustión
e	Estado de una sustancia al salir de un volumen de control
f	Formación
f	Propiedad de líquido saturado
fg	Diferencia en las propiedades de vapor saturado y líquido saturado

<i>gen</i>	Generación
<i>i</i>	Estado de una sustancia al entrar a un volumen de control
<i>P</i>	Productos de una reacción química
<i>R</i>	Reactivos de una reacción química
<i>rev</i>	Reversible
<i>u</i>	Útil
<i>v</i>	Propiedad de vapor saturado

SUPERÍNDICES

· (punto)	Cantidad por unidad de tiempo
— (barra)	Propiedad referida por unidad de mol
o (círculo)	Propiedad en el estado de referencia estándar

ANEXOS

ANEXO 1	CUESTIONARIO PARA LA AUDITORÍA ENERGÉTICA	172
ANEXO 2	PLANOS	173
ANEXO 3	FORMULARIOS PARA LA RECOLECCIÓN DE DATOS	174
ANEXO 4	INFORME DE EMISIONES GASEOSAS DE LAS CALDERAS	175
ANEXO 5	ANÁLISIS DE LAS AGUAS DE LAS CALDERAS	176
ANEXO 6	RECOLECCIÓN DE DATOS	177
ANEXO 7	GRÁFICAS Y TABLAS DE PROPIEDADES PARA EL ANÁLISIS DE LAS CALDERAS	178
ANEXO 8	CÁLCULO DE LAS PÉRDIDAS DE CALOR (ACTUAL Y PROPUESTO) EN EL SISTEMA DE DISTRIBUCIÓN DE VAPOR DEL ÁREA DE TINTORERÍA Y DEL ÁREA DE ESTAMPACIÓN	179
ANEXO 9	CÁLCULO DEL TRABAJO MÁXIMO Y DE LA EXERGÍA DEL VAPOR EN CADA CALDERA	180
ANEXO 10	GRÁFICAS Y TABLAS PARA EL ANÁLISIS DEL AIRE COMPRIMIDO	181
ANEXO 11	GRÁFICAS Y TABLAS DE PROPIEDADES PARA EL ANÁLISIS DE LAS LÍNEAS DE TUBERÍA PARA AGUA	182
ANEXO 12	CANTIDAD Y COSTO DEL AISLANTE PARA LOS SISTEMAS DE DISTRIBUCIÓN DE VAPOR	183
ANEXO 13	COSTOS DEL PROYECTO DE FACTIBILIDAD	184
ANEXO 14	COSTOS DE PRODUCCIÓN	185
ANEXO 15	CRONOGRAMA DE INVERSIONES	186
ANEXO 16	CARTA DE SATISFACCIÓN	187

RESUMEN

Los costos de combustible (Fuel Oil N°6) y de energía eléctrica en la empresa Textil Ecuador S.A., ubicada en la parroquia de Amaguaña, ascienden a *USD* 258102.05/año, representando el 8.49% del costo total de producción. En tal virtud, los altos dirigentes de la organización, decidieron realizar una auditoría energética para disminuir estos costos en un 5% o 10%, en especial los de combustible y hacer un uso eficiente de la energía para conseguir más resultados con menos recursos, lo cual se traduce en menores costos de producción y menores consumos de energía.

La importancia del proyecto radica en los beneficios que la auditoría energética puede proporcionar tanto a nivel de industria como a nivel de país, convirtiéndola en una potente herramienta de gestión energética y empresarial; proporciona ventajas frente a la competencia, tales como el prestigio y una buena imagen; permite la implementación de medidas de ahorro de energía con baja o nula inversión; mejora el rendimiento y la utilización de los recursos y las instalaciones; permite la racionalización en el uso de la energía.

Textil Ecuador tiene su propio sistema de hidrogenación de energía (800 kW) para toda la planta, a excepción del área de estampación, cuya electricidad es facturada por la Empresa Eléctrica Quito. Además, se aprovecha el agua de una vertiente para todos los requerimientos de producción y uso humano. Desde este punto de vista, las únicas fuentes de energía que paga la empresa son la energía eléctrica para el área de estampación y la compra del combustible para sus dos calderas (estampación y tintorería).

Por consiguiente, los objetivos de la presente auditoría se orientan a un análisis de la situación actual, pérdidas energéticas, consumos, costos y propuestas de mejora para obtener ahorros económicos en los siguientes sistemas:

- Sistema de distribución de vapor del área de tintorería.
- Sistema de distribución de vapor del área de estampación.
- Líneas de aire comprimido del área de estampación.
- Líneas de agua del área de estampación.

Adicionalmente, se realiza un estudio para corregir el bajo factor de potencia en la instalación eléctrica del área de estampación y eliminar la penalización en la planilla eléctrica por este concepto.

Para llevar a cabo la auditoría resultó indispensable la colaboración del personal operativo y administrativo de la empresa para identificar los equipos a auditarse y sus características técnicas, realizar inspecciones visuales y la toma de datos en los instrumentos de medida de los equipos analizados.

Además, fue necesario contratar los servicios del departamento de Química Aplicada de la Escuela Politécnica Nacional para realizar el estudio de emisiones gaseosas en las dos calderas, porque es la manera más confiable para evaluar adecuadamente el proceso de combustión en los generadores de vapor. También se encargó a la empresa AWT, American Water Treatment (Tratamiento Americano de Agua) el análisis del agua de alimentación, del retorno del condensado y del agua de cada caldera, porque era necesario establecer un nivel de purga óptimo, asegurar la calidad del agua y reducir las pérdidas de energía en esta parte de los sistemas de vapor.

Finalmente, se propuso acciones de mejora en cada sistema auditado y se evaluó la factibilidad del proyecto a través del valor actual neto (VAN), la tasa interna de retorno (TIR), el análisis Beneficio/Costo y el periodo de recuperación de la inversión, determinándose que el proyecto es económicamente rentable.

La conclusión más relevante de la auditoría es que se puede lograr una reducción en el costo del combustible de *USD 17981.45/año* que representa un ahorro del 7.36%. De igual manera se estimó que el beneficio que se puede tener en la planilla de la energía eléctrica asciende a *USD 1921.04/año*, obteniéndose una reducción del 14.07%. Esto es factible si se lleva a cabo el proyecto de implantación de las mejoras propuestas en cada sistema auditado, unido a un programa de mantenimiento preventivo dos veces por año y a la capacitación de recursos humanos en conservación y ahorro de energía a fin de obtener resultados continuos en el tiempo y no solamente como un proyecto aislado.

CAPÍTULO 1

GENERALIDADES

En este capítulo se realiza una introducción del proyecto, se define el problema a resolver con su respectiva justificación e importancia, se declaran el objetivo general y los objetivos específicos, y se presenta el alcance de la tesis de grado.

1.1 INTRODUCCIÓN

La energía se ha convertido en el primer factor estratégico para la vida de cualquier nación e indica el grado de desarrollo de un pueblo. Los problemas energéticos no son inherentes solamente al país, sino de carácter global y de ellos no escapa ningún estado. La energía ha sido, es y será un factor decisivo en el crecimiento económico y en el bienestar social, por lo que su disponibilidad, calidad y precio van a jugar un papel primordial en todos los aspectos socio-económicos del país.

La *disponibilidad*, término introducido en la Escuela de Ingeniería del MIT, Massachusetts Institute of Technology (Instituto de Tecnología de Massachussets), en los años cuarenta, o su equivalente, *exergía*, establecido en Europa en la década de los cincuenta; es el límite superior de cantidad de trabajo que un dispositivo puede entregar sin violar ninguna de las leyes termodinámicas.

Las *auditorías exergéticas* determinan la forma como se usa la energía en una planta y/o proceso y las medidas posibles para la optimización de su consumo energético, con aplicación de la segunda ley de la termodinámica. Permiten realizar un análisis detallado en una empresa industrial, comercial o de servicios sobre el estado operativo de las instalaciones en cuanto a su eficiencia energética y así establecer las bases que permitan tomar decisiones sobre la realización de proyectos de ahorro de energías. Además, los recursos energéticos como combustibles, electricidad y otros, al ser utilizados de una manera correcta pueden significar para cualquier empresa precios competitivos, aumento de utilidades y mayor disponibilidad de recursos.

En tal sentido, por medio de un análisis global o puntual de los diferentes sistemas o maquinaria, se realizará un balance energético y exergético en la caldera, en el sistema de aire comprimido, en las tuberías de agua, en las líneas de distribución de vapor y en la energía eléctrica del área de estampación, y en la caldera del área de tintorería de la Empresa Textil Ecuador S.A., identificando desperdicios de energía e ineficiencias. Y, como resultado de dichos análisis, se plantearán diferentes alternativas encaminadas a la reducción de los consumos energéticos sin detrimento en la producción, teniendo en mente, que, la idea medular del uso racional de la energía es que los recursos energéticos se pueden utilizar de manera más eficiente, aplicándose medidas que son técnicamente factibles, económicamente justificadas y aceptables desde el punto de vista social y empresarial.

Por lo tanto, el objetivo de esta auditoría es promover la eficiencia energética a través de un análisis sobre las posibles mejoras y su cuantificación, más que de certificar la autenticidad de las cuentas energéticas de la empresa, tal y como podría interpretarse por analogía con los usos en finanzas y contabilidad.

1.2 DEFINICIÓN DEL PROBLEMA

Textil Ecuador S.A., empresa fundada en 1942, es una fábrica textil, verticalmente integrada, que produce tejidos planos en 100% algodón y mezclas con poliéster. Sus líneas de producción se han enfocado principalmente en tres campos: 1) Telas industriales, 2) Telas para la confección y decoración, y 3) Telas para el hogar. Son proveedores en el mercado nacional y desde hace 12 años realizan exportaciones a Colombia, Venezuela, Costa Rica, Chile, Perú y han iniciado negocios con México.

Esta empresa cuenta con su propio sistema de hidrogenación de energía, por medio de turbinas, generadores y transformadores desde el año 1946, aprovechando la corriente del río San Pedro que limita sus instalaciones. Tiene una generación de 800 kW que cubre las necesidades eléctricas de toda la empresa, tanto en la parte administrativa, como en la parte operativa, a excepción del área de estampación, cuya electricidad es facturada por la

Empresa Eléctrica Quito. Adicionalmente, se aprovecha el agua de una vertiente para cubrir las diferentes necesidades, tanto de producción, como de consumo y uso humano.

Tabla 1.1 Costos y consumos de energía eléctrica en el área de estampación

Año	Mes	Demanda (kW)	Consumo (kWh)	Costo total (USD)
2004	Junio	71	11159	1227.49
	Julio	73	11076	1218.36
	Agosto	74	10982	1208.02
	Septiembre	70	10791	1187.01
	Octubre	72	11805	1298.55
	Noviembre	63	12126	1333.86
	Diciembre	81	10772	1184.92
2005	Enero	67	5891	648.01
	Febrero	78	7985	878.35
	Marzo	78	11216	1145.30
	Abril	74	10463	1150.93
	Mayo	75	10681	1174.91
Total		876	124947	13655.71

Fuente: Textil Ecuador S.A.

Tabla 1.2 Costos y consumos de FUEL Oil N°6 (búnker) en las dos calderas

Año	Mes	Consumo (gal)			Costo (USD)	
		Caldera 1	Caldera 2	Total	Unitario	Total
2004	Junio	25142	4471	29680	0.7317	21716.86
	Julio	25043	5400	29780	0.7317	21790.03
	Agosto	24563	5238	29310	0.7317	21446.13
	Septiembre	24646	5217	28950	0.7317	21182.72
	Octubre	24257	5117	29970	0.7317	21929.05
	Noviembre	23959	5134	31630	0.7317	23143.67
	Diciembre	24803	5053	20300	0.7317	14853.51
2005	Enero	26177	4991	16570	0.7317	12124.27
	Febrero	16800	5167	25930	0.7317	18972.98
	Marzo	13713	5453	31320	0.7317	22916.84
	Abril	21459	3500	30380	0.7317	22229.05
	Mayo	25920	2857	30260	0.7317	22141.24
Total		276480	57600	334080		244446.34

Fuente: Textil Ecuador S.A.

En las tablas 1.1 y 1.2 se presentan los únicos costos energéticos que tiene la empresa, es decir, la energía eléctrica para el área de estampación y la compra del combustible (búnker) para sus dos calderas (estampación y tintorería).

La producción anual es de **5'100000 m² de tela**. Por lo tanto, el costo específico de energía eléctrica y combustible es de **USD 0.0506/m² de tela producida**, que representan el **8.49%** del costo total de producción (figura 1.1). En tal virtud, la alta administración, con su presidente ejecutivo, Ing. Fernando Pérez, a la cabeza, decidieron realizar este estudio para disminuir los costes energéticos en un **5% o 10%** (en especial los costos de combustibles) y hacer un uso eficiente de la energía para conseguir más resultados con menos recursos, lo cual se traduce en menores costos de producción, más productos con menos desperdicios y menores consumos de energía.

Tabla 1.3 Costos totales de producción por año

Descripción	Costo (USD)	Porcentaje
Combustible y energía eléctrica	258102.05	8.49%
Renta por uso del río y de la vertiente	13200.00	0.43%
Materias primas, mano de obra directa, costos indirectos	2770443.39	91.08%
Costos totales de producción	3041745.44	100.00%

Fuente: Textil Ecuador S.A.

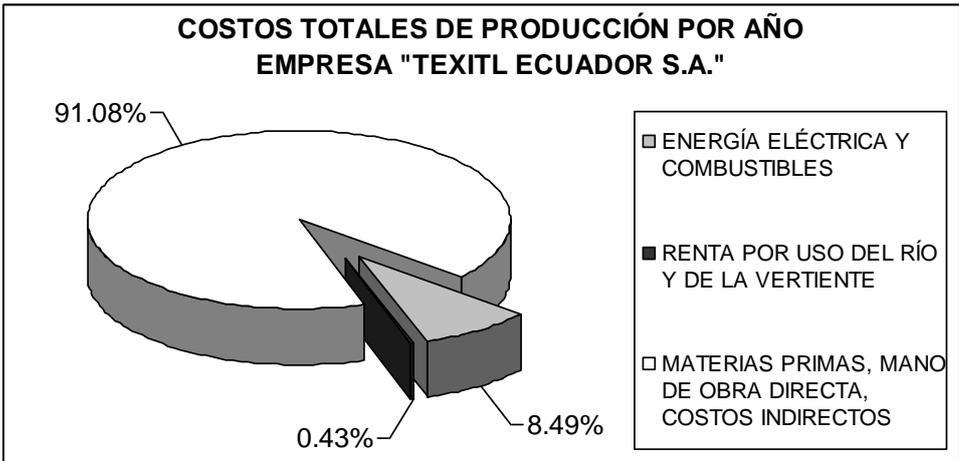


Figura 1.1 Costos totales de producción por año

Textil Ecuador S.A. se ha caracterizado, desde sus inicios, por una amplia eficiencia en el uso de sus recursos productivos y por incentivar el uso de

fuentes de energía respetuosas con el medio ambiente. Y siguiendo con esa línea, se realizará esta auditoría para estudiar posibles mejoras energéticas, proponer soluciones tradicionales o novedosas, y tener un conocimiento acerca de buenas prácticas energéticas en la empresa.

1.3 JUSTIFICACIÓN E IMPORTANCIA

La energía utilizada en Textil Ecuador S.A., y en toda actividad Industrial, es un recurso vital y se ha convertido en un rubro importante en la estructura de costos de la empresa debido a las grandes cantidades, especialmente de búnker, que demandan los procesos de estampación y tintorería. Siendo el reto disminuir la participación de la energía en los costos, en un **5% o 10%**, por medio de la auditoría exergética.

La energía permite a las empresas alcanzar mayor productividad y mayor calidad en su producción. Por ello, el conocimiento de cómo la empresa contrata su energía, cómo la consume en sus procesos, y cuánto repercute en sus costos, su posición relativa respecto a otras empresas similares y las posibles mejoras para disminuir el coste energético, representan la importancia de realizar este tipo de proyectos.

Las políticas energéticas nacionales e internacionales han reconocido cada vez más, durante los últimos años, la necesidad de un uso más racional de la energía, en particular de los recursos energéticos escasos, agotables y costosos como el petróleo. La mejora de la eficiencia energética significa el fortalecimiento de la productividad económica general y de la competitividad, así como la reducción de la dependencia respecto de las importaciones de energía. Dicha mejora ayuda a desarrollar el empleo y los recursos nacionales y permite aliviar las tensiones de la balanza de pago de las naciones.

Actualmente, un estudio de la calidad de la energía es una necesidad de cualquier tipo de empresa que desee mantenerse en el mercado. A nivel mundial, la no realización de análisis ha sido causa de reducción de beneficios y a veces el cierre de algunas empresas. Hacer un uso eficiente de la energía

surge en este escenario, como un requisito ineludible de todos los actores del mercado energético: productores, consumidores, reguladores. Esto contribuye a una mayor equidad intergeneracional, a mejorar la competitividad de la economía, disminución de impactos ambientales derivados de una menor producción y consumo de energía, y a reducir a lo estrictamente necesario las expansiones que naturalmente requiera el sistema energético nacional.

Todos los ciudadanos, como consumidores, deben tener conciencia del valor de la energía y de la importancia de su uso eficiente. Más aún porque del uso racional de la energía se deriva un aumento de la calidad de vida, ya que permite disponer de mayores prestaciones, mejores servicios y confort, sin consumir más energía.

Por consiguiente este proyecto contribuye para que en Textil Ecuador S.A., se conozca y se comprenda el valor intrínseco de la energía y, con ello, se adquiera hábitos de consumo energético sostenibles, no solo en la empresa, sino aplicables a la vida cotidiana, tanto en el hogar, como en el trabajo o en los desplazamientos. Esa es una forma de hacer algo por el país.

Finalmente, se justifica su realización, ya que las cifras son el lenguaje universal de la alta administración, y, solo al traducir las pérdidas y la calidad de la energía en costos, los ejecutivos pondrán énfasis en implantar el proyecto de factibilidad de mejoras propuesto, a fin de lograr una mayor eficiencia en el uso de la energía y en la utilización racional de los recursos energéticos y de los combustibles.

1.4 OBJETIVOS

1.4.1 OBJETIVO GENERAL

Realizar una auditoría exérgica en el área de estampación y en la caldera del área de tintorería de la empresa Textil Ecuador S.A..

1.4.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Realizar un análisis de la situación actual, consumos y costos energéticos en la caldera, líneas de aire comprimido y tuberías para agua del área de estampación y en la caldera del área de tintorería.
- Evaluar el proceso de combustión, establecer un nivel de purga óptimo y reducir las pérdidas de calor en cada sistema de distribución de vapor para disminuir los costos y consumos de combustible en un 5% o 10%.
- Calcular las pérdidas en las líneas de aire comprimido y en las tuberías para agua del área de estampación.
- Corregir el factor de potencia de la instalación eléctrica del área de estampación a un valor de 0.96.
- Realizar una evaluación técnica y económica de las acciones correctivas de mejora en los sistemas auditados.

1.5 ALCANCE

- Tanto en la caldera de estampación como de tintorería, se realizará un estudio de emisiones gaseosas para obtener la ecuación química del proceso de combustión, y, mediante un análisis termodinámico de esta reacción, se determinará el porcentaje de exceso de aire, se calculará la eficiencia de generador de vapor y se efectuará un estudio de la disponibilidad (exergía) del proceso de combustión. Además, se determinará un nivel de purga óptimo mediante un análisis de las aguas de las calderas, de alimentación y de retorno del condensado. Resulta conveniente destacar que, en el análisis de los sistemas de distribución de vapor, se encuentra explícito el 80% de importancia de la auditoría, en virtud de los altos costos del combustible, y en este sentido, dicho análisis

demandará la mayor profundidad del estudio, en relación con los otros sistemas a auditarse.

- Se determinarán las pérdidas en las líneas de distribución de vapor, en las líneas de aire comprimido y en las tuberías para agua del área de estampación y en el sistema de distribución de vapor del área de tintorería.
- En la energía eléctrica del área de estampación, se establecerán las características del condensador o batería de condensadores para corregir el factor de potencia a un valor de 0.96, y con ello, disminuir la potencia aparente de la red.
- Se analizarán alternativas de mejora para los sistemas auditados, mediante un estudio económico financiero, evaluando y ordenando las distintas oportunidades de ahorro de combustible y de energía eléctrica, en función de su rentabilidad.

CAPÍTULO 2

CONCEPTOS FUNDAMENTALES

Este capítulo contiene el marco teórico necesario para el proyecto. Se definen e ilustran el rendimiento térmico, la generación de entropía, la disponibilidad o exergía, el trabajo reversible, la eficiencia exergética, las irreversibilidades, la auditoría exergética y sus beneficios, las auditorías preliminar y definitiva y los diagramas de Sankey.

2.1 ENTROPÍA

Las máquinas térmicas (figura 2-1) son equipos que operan según un ciclo termodinámico que, entre dos fuentes de energía, convierten el calor en trabajo de la siguiente manera:

- Reciben calor (Q_H) de una fuente de alta temperatura (T_H).
- Producen un trabajo neto (W_n).
- Liberan el calor remanente (Q_L) en un sumidero de baja temperatura (T_L).

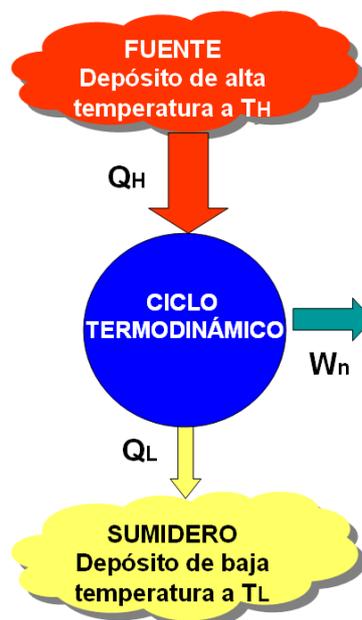


Figura 2.1 Dibujo esquemático de una máquina térmica

Este ciclo debe cumplir con la primera y segunda leyes de la termodinámica (ecuaciones 2-1 y 2-2, respectivamente):

$$\oint \delta Q = \oint \delta W \quad (2-1)$$

$$\oint \frac{\delta Q}{T} \leq 0 \quad (2-2)$$

La relación entre el calor que recibe y el trabajo neto es una medida del rendimiento de un ciclo y recibe el nombre de *rendimiento térmico* o *eficiencia térmica* η_t :

$$\eta_t = \frac{W_n}{Q_H} = 1 - \frac{Q_L}{Q_H} \quad (2-3)$$

En ciclos reversibles, donde $\oint \frac{\delta Q}{T} = 0$, la eficiencia térmica del ciclo se expresa con base a la temperatura de las fuentes:

$$\eta_{t \text{ rev}} = 1 - \frac{T_L}{T_H} \quad (2-4)$$

La *generación de entropía* asociada con un ciclo termodinámico, la cual es una medida de las irreversibilidades que suceden durante el ciclo, se define como:

$$S_{\text{gen ciclo}} = -\frac{Q_H}{T_H} + \frac{Q_L}{T_L} \quad (2-5)$$

En ciclos internamente reversibles $Q_H/T_H = Q_L/T_L$, por ello la generación de entropía es cero.

La generación de entropía ligada con un proceso de combustión está dada por:

$$S_{\text{gen}} = (S_P - S_R) + \frac{Q_C}{T_0} \geq 0 \quad [\text{kJ}/(\text{kmol K})] \quad (2-6)$$

Donde:

S_P = entropía de los productos de la combustión

S_R = entropía de los reactivos de la combustión

Q_C = transferencia de calor de la cámara de combustión

T_0 = temperatura de los alrededores

2.2 EXERGÍA

En general, se acepta la exergía como *medida de la calidad de la energía*, su capacidad para producir trabajo, es decir, su potencial para transformarse en otros tipos de energía, y por consiguiente la exergía puede aplicarse al estudio de procesos tecnológicos además de para plantas de energía, ciclos termodinámicos y máquinas.

Las limitaciones impuestas por el segundo principio a las transformaciones energéticas, se pueden resumir del siguiente modo: las diversas formas de energía no son termodinámicamente equivalentes. Las energías mecánica y eléctrica son completamente distintas, en cuanto a su aprovechamiento que la energía en forma de calor.

Mediante procesos reversibles, es posible transformar entre sí las energías eléctrica y mecánica en cualquier proporción. Por el contrario, la energía en forma de calor es transformable en trabajo de un modo limitado aún en procesos reversibles. Una medida de esta degradación la da el incremento de entropía; este incremento es directamente proporcional a la energía utilizada.

Para valorar el contenido de energía en procesos de flujo permanente, considerando una sustancia a la presión P , temperatura T , velocidad V y situado a una altura z , ¿Qué trabajo útil máximo será posible obtener de este sistema al realizar un proceso? La respuesta se tiene cuando la sustancia establezca el equilibrio con el medio ambiente, es decir, temperatura T_0 , presión P_0 , velocidad y altura cero. Al valor del trabajo desarrollado bajo estas condiciones se conoce como *exergía o disponibilidad*.

Si se le asigna con el símbolo ψ , se puede calcular la exergía específica mediante la siguiente ecuación:

$$\psi = \left(h + \frac{V^2}{2} + zg - T_0s \right) - (h_0 + z_0g - T_0s_0) \quad [\text{kJ/kg}] \quad (2-7)$$

Si un ciclo termodinámico (figura 2-1), opera entre la fuente y el ambiente (T_0), la disponibilidad o exergía del ciclo es el trabajo máximo, expresado como:

$$W_{max} = \eta_{t,rev} Q_H = \left(1 - \frac{T_0}{T_H}\right) Q_H \quad (2-8)$$

2.2.1 TRABAJO REVERSIBLE

El *trabajo reversible* W_{rev} se define como la cantidad máxima de trabajo útil que se puede obtener cuando un sistema experimenta un proceso entre los estados especificados inicial y final. Esta es la salida o entrada de trabajo útil que se obtiene cuando el proceso entre los estados inicial y final se ejecuta de manera totalmente reversible. En procesos que requieren trabajo, el trabajo reversible es la cantidad de trabajo mínima necesaria para llevar a cabo el proceso.

Para calcular el trabajo reversible asociado a un proceso de estado y flujo estables, se utiliza la siguiente expresión:

$$w_{rev} = \left(h_i + \frac{V_i^2}{2} + z_i g - T_0 s_i \right) - \left(h_e + \frac{V_e^2}{2} + z_e g - T_0 s_e \right) \quad [kJ/kg] \quad (2-9)$$

También se tiene que el trabajo reversible por unidad de masa entre dos estados cualesquiera, es igual a la disminución de disponibilidad entre estos estados:

$$w_{rev} = \psi_i - \psi_e \quad [kJ/kg] \quad (2-10)$$

2.2.2 IRREVERSIBILIDAD

La irreversibilidad es conocida como la oportunidad perdida para hacer trabajo y representa la energía que podría haberse convertido en trabajo y es la asociada con el incremento de entropía.

Cuanto mayor es el grado de las irreversibilidades, mayor resulta la generación de entropía. También se emplea para establecer criterios de la calidad del proceso.

Cualquier diferencia entre el trabajo reversible w_{rev} y el trabajo útil o real w_u se debe a las irreversibilidades presentes durante un ciclo (ecuación 2-11) o un proceso (ecuación 2-12). Se denomina *irreversibilidad i*, la cual se expresa:

$$i = w_{max} - w_n \quad [kJ/kg] \quad (2-11)$$

$$i = w_{rev} - w_u = T_0 s_{gen} \quad [kJ/kg] \quad (2-12)$$

Cuando una sustancia se somete a un proceso de flujo permanente de una sola corriente y que intercambia calor con sus alrededores, la irreversibilidad, se la determina mediante la expresión:

$$i = T_0 s_{gen} = T_0 \left[(s_e - s_i) + \frac{q_{alr}}{T_0} \right] \quad [kJ/kg] \quad (2-13)$$

2.2.3 EFICIENCIA EXERGÉTICA η_{II}

La eficiencia térmica, no hace referencia al mejor rendimiento posible, pues no es suficiente para medir el valor de un ciclo termodinámico. Por consiguiente, una forma de medir la utilización adecuada de los recursos energéticos es mediante la *eficiencia exergética* η_{II} . Para máquinas térmicas que operan bajo un ciclo termodinámico (figura 2.1), la eficiencia exergética se define como la relación entre la eficiencia térmica real y la eficiencia térmica del ciclo reversible posible entre las dos fuentes de energía:

$$\eta_{II} = \frac{\eta_t}{\eta_{trev}} \quad (2-14)$$

Para procesos que producen trabajo, como el que ocurre en turbinas, dispositivos de cilindro émbolo; la eficiencia de la segunda ley puede expresarse como la relación entre la salida de trabajo útil y el trabajo máximo posible:

$$\eta_{II} = \frac{w_u}{w_{rev}} \quad (2-15)$$

Para procesos que consumen trabajo, como los que se tienen en compresores, bombas; la eficiencia exergética puede expresarse como la relación entre la entrada de trabajo (reversible) mínima y la entrada de trabajo útil:

$$\eta_{II} = \frac{W_{rev}}{W_u} \quad (2-16)$$

2.3 DEFINICIÓN DE AUDITORÍA EXERGÉTICA

Una auditoría energética puede ser desarrollada aplicando la primera ley de la termodinámica o mediante el uso de la primera y segunda leyes. Al primer caso se le conoce como balance de energía y al segundo como auditoría exergética.

La *auditoría exergética* es un procedimiento sistemático mediante el cual:

1. Se obtiene un conocimiento del consumo energético de una empresa industrial, comercial o de servicios;
2. Se determinan cuantitativa (primera ley de la termodinámica) y cualitativamente (segunda ley de la termodinámica) los factores que afectan al consumo de energía;
3. Se identifican, analizan, evalúan y ordenan las distintas oportunidades de ahorro de energía, en función de su rentabilidad.

Una auditoría exergética es, por tanto, un análisis basado en la primera y segunda leyes de la termodinámica que refleja cómo y dónde se usa la energía en instalaciones de una fábrica (pueden aplicarse también a una institución, comercio, hoteles, residencias, etc.), con el único objetivo de utilizarla racional y eficientemente. Ayuda a comprender mejor cómo se emplea la energía en la empresa y a controlar sus costos, identificando las áreas en las cuales se pueden estar presentando desperdicios y en donde es posible hacer mejoras. Es una evaluación técnica y económica de las posibilidades de reducir el costo de la energía de manera rentable sin afectar la cantidad y la calidad de la producción.

La mejora de la eficacia energética y/o exergética en los procesos suele ir asociada con algún tipo de innovación en el propio proceso, la maquinaria, el producto elaborado o los procedimientos de trabajo. En estos casos, los ahorros de energía pueden ser considerables, aunque como contrapartida, las

inversiones también deben tenerse en cuenta, por lo que dichas actuaciones estarán indicadas para las modificaciones sustanciales en las instalaciones, en los procesos o en los productos. El estudio deja abierta la posibilidad de analizar mejoras energéticas ligadas a alguna innovación tecnológica, aunque la mayoría de las mejoras en proceso que se consideren tendrán un contenido más convencional.

2.3.1 DIFERENCIA ENTRE AUDITORÍA ENERGÉTICA Y AUDITORÍA EXERGÉTICA

La auditoría energética es un término genérico que muchas veces se lo confunde al definirlo como un procedimiento donde se hace uso de la primera ley de la termodinámica, la cual no hace referencia al rendimiento sino a la cantidad de energía utilizada. Se define como auditoría exergética al procedimiento que compara, en cualquier proceso de transformación de energía, lo realmente obtenido, frente a lo, potencialmente, máximo obtenible, mediante la aplicación de la segunda ley de la termodinámica (calidad de la energía utilizada).

En este sentido, desde el punto de vista del balance energético, mediante la aplicación de la primera ley de la termodinámica (principio de la cantidad de energía), todas las energías son iguales, y, sirve para cuantificar el total de energía presente en un proceso, sin considerar su calidad o posibilidad de transformación. En cambio, la exergía o disponibilidad se basa en la segunda ley, principio por medio del cual se analiza la forma cómo las energías se transforman en energía útil.

En conclusión, el término auditoría energética involucra a la auditoría exergética cuando es necesario, a un ciclo o proceso, hacer un análisis además de la primera ley, del segundo principio de la termodinámica.

2.3.2 EL AUDITOR EXERGÉTICO

Es el profesional que realiza los balances energéticos y exergéticos, en ocasiones coordinando a un grupo de especialistas, por la amplitud o complejidad de la instalación analizada. La diversidad de tipos de empresas,

pertenecientes a sectores con procesos muy diferentes, distintos tipos de equipos consumidores y tecnologías energéticas horizontales específicas, hacen aconsejable que el auditor, o el coordinador al menos, tenga una formación muy amplia, con conocimientos de las técnicas exergéticas en profundidad y capacidad para relacionar los procesos productivos con el consumo de energía.

El auditor exergético deberá poseer los conocimientos necesarios para la realización de cálculos técnicos y económicos así como la capacidad de realizar o dirigir las mediciones que sean necesarias. En este sentido, es importante la amplitud de criterio, la selección de instrumentación adecuada requerida y la experiencia de quienes desarrollan esta actividad. La habilidad para realizar cálculos técnicos y económicos es necesaria. Los perfiles que más se adaptan a estos requisitos son los de Ingenieros Mecánicos con especialidad en el manejo de energía. La base teórica debe ir acompañada de una amplia experiencia profesional de trabajo en plantas, de diseño y/o de la realización de auditorías exergéticas.

2.3.3 AUDITORÍA EXERGÉTICA PRELIMINAR

La auditoría exergética preliminar sigue el mismo procedimiento que se aplica para auditorías energéticas. La auditoría preliminar, permite realizar un diagnóstico general (prediagnóstico) de las oportunidades de mejorar la producción de energía, su consumo y costos, a través de la recopilación y observación de los primeros datos de todos los aspectos significativos de los sistemas a analizar. Además, se identifican los diferentes equipos, áreas, sistemas, procesos, donde se pueden estar produciendo desperdicios y despilfarros de energía (figura 2.2).

La auditoría preliminar se basa en la propia observación del auditor al recorrer la planta y en la información proporcionada por el personal perteneciente a la empresa. En esta parte de la auditoría se usan solo datos que están disponibles en la planta. La cooperación de todo el personal es de suma importancia para el éxito de la auditoría preliminar.

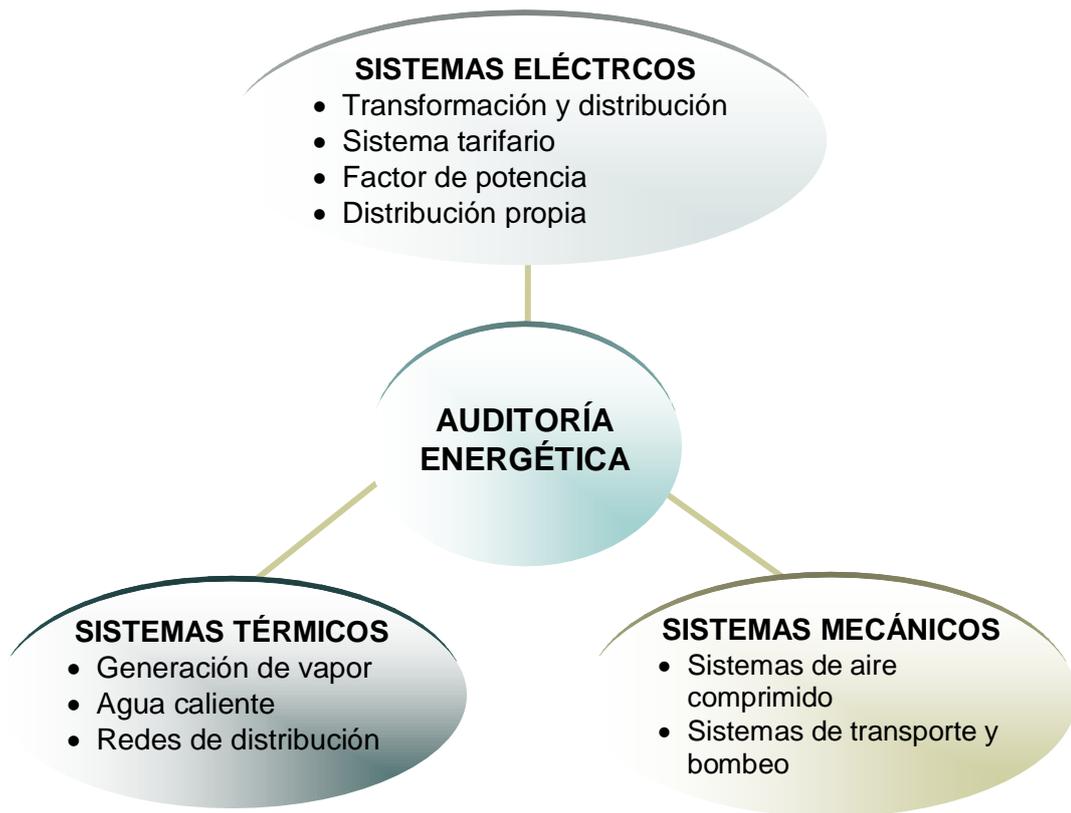


Figura 2.2 Sistemas donde se pueden realizar auditorías energéticas

El objetivo de la auditoría preliminar es efectuar una primera evaluación de las condiciones y funcionamiento de los equipos a ser auditados. La información básica a ser recopilada, puede referirse a los siguientes aspectos:

- Situación actual de la empresa.
- Descripción de los procesos de producción.
- Datos técnicos de la maquinaria y equipos.
- Producciones.
- Consumos de electricidad, combustibles u otras formas de energía.
- Costos energéticos.

2.3.4 AUDITORÍA EXERGÉTICA DEFINITIVA

La auditoría definitiva, es una evaluación detallada de las oportunidades de reducir costos y consumos energéticos, en base a disminuir las irreversibilidades.

En esta etapa, se deben tomar mediciones y realizar análisis energéticos y exergéticos, con el fin de determinar, de manera cierta, los costos y beneficios (ahorro de energía) que el cliente puede conseguir en muchos casos a través de evaluaciones económicas de los diferentes equipos, áreas, sistemas, centros, etc., identificados en la auditoría preliminar.

Posteriormente, se emiten recomendaciones técnicas rentables para mejorar la eficiencia de los equipos auditados. Estas mejoras pueden ser, por ejemplo, sustitución de equipos por otros más eficientes, aprovechamiento de energías residuales, optimización de las tarifas energéticas, cogeneración de energía, aprovisionamiento energético, uso racional de la energía, entre otras.

La profundidad que se imponga en esta parte de la auditoría, permitirá recopilar las mejores prácticas energéticas desarrolladas intuitivamente en la fábrica auditada, y su posterior normalización y presentación para provecho del colectivo industrial.

Dependiendo de la extensión que se le quiera dar a la auditoría, vendrá una etapa de implantación de las mejoras energéticas y una evaluación de sus efectos.

2.3.5 BENEFICIOS DE LA AUDITORÍA EXERGÉTICA

Son muchos los beneficios que proporciona una auditoría energética completa, tanto a nivel de industria como a nivel de país, convirtiéndola en una potente herramienta de gestión energética y empresarial. Entre estos, se encuentran:

- Reducción del desperdicio y despilfarro de energía e introducción de materiales y recursos que sean más eficientes en el uso de la misma.
- Mejoramiento de la eficiencia exergética, y por tanto, de la competitividad y de los resultados empresariales.
- Implica un cambio de cultura en la empresa, que se exporta a las familias de trabajadores y empleados, formando una imagen mejorada.
- Concientización del gasto energético porque constituye un mecanismo para fomentar su ahorro, tanto en coste como en su utilización.

- Amplía el conocimiento sobre el estado de “salud” medioambiental y energético de prácticas e instalaciones.
- Proporciona ventajas frente a la competencia, tales como el prestigio y una buena imagen.
- Implementación de medidas de ahorro de energía con baja o nula inversión.
- Da transparencia a la gestión ambiental de la empresa.
- Incentiva la innovación tecnológica.
- Mejora el rendimiento y la utilización de los recursos.
- Conocimiento de la distribución de energía en la empresa.
- Racionalización en el uso de la energía.
- Utilización de la energía que se desecha en nuevos procesos o instalaciones.
- Identificación y cuantificación de medidas de ahorro de energía.
- Reducción de impactos ambientales.
- Los recursos energéticos como los combustibles, la electricidad y otros, al ser utilizados de una manera correcta, pueden significar, para cualquier empresa, precios competitivos, reducción de los costos de producción aumento de utilidades, mayor disponibilidad de recursos para publicidad y/o nuevas áreas, sin el detrimento de su producción.

2.4 DIAGRAMAS DE SANKEY

El Diagrama de Sankey es una representación gráfica del consumo de energía en un ecosistema natural o artificial, a manera de franjas que representan, según su anchura, la cantidad de energía correspondiente, según su dirección, al destino final de esa energía. Dicha cantidad de energía puede estar expresada en porcentaje o en cualquiera de las unidades de energía. Así por ejemplo, la figura 2.3, muestra el consumo y las pérdidas de combustible en un proceso de cogeneración de calor y electricidad.

Estos diagramas, inventados por el Ingeniero irlandés M. H. P. R. Sankey (1853-1921), son ampliamente usados en tecnología, permitiendo visualizar los balances de materia y energía. El resultado final es un completo entendimiento

de todos los pasos del proceso y sus interrelaciones. Los diagramas de Sankey han probado ser una sobresaliente herramienta en procesos tecnológicos e industriales para analizar problemas relacionados con la materia y la energía.

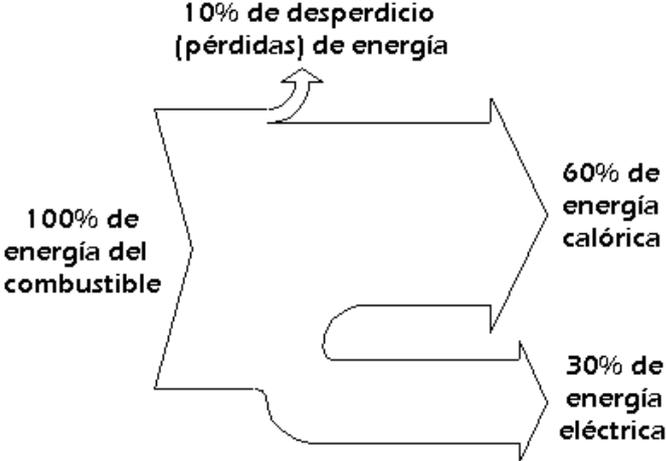


Figura 2.3 Diagrama de Sankey en un proceso de cogeneración de calor y electricidad

CAPÍTULO 3

AUDITORÍA EXERGÉTICA PRELIMINAR

En este capítulo se analiza la situación actual de la empresa, se describen los procesos de estampación y tintorería, y, se concluye con la identificación, inspecciones visuales, consumos de energía, datos técnicos y formularios para la recolección de datos de los equipos a ser auditados.

Para el conocimiento de la situación actual de la empresa, se utilizó un cuestionario (**anexo 1**), mediante el cual se solicitó información básica referente a generalidades, costos y consumos energéticos y aprovisionamiento de energía. El cuestionario fue desarrollado por el presidente ejecutivo de Textil Ecuador, Ing. Fernando Pérez. En la tabla 3.1 se resume lo más destacable.

Tabla 3.1 Datos de la empresa auditada

NOMBRE	Textil Ecuador S.A.	
LOCALIZACIÓN GEOGRÁFICA	PROVINCIA:	Pichincha
	CANTÓN:	Quito
	PARROQUIA:	Amaguaña
	DIRECCIÓN:	Av. Pedro Pérez Echanique S/N
ACTIVIDAD	Producción de telas	
NÚMERO DE EMPLEADOS	138	
PRODUCCIÓN	5'100000 $m^2_{tela}/año$	
FACTURACIÓN	USD 5'200000/año	
COSTO ESPECÍFICO DE PRODUCCIÓN	USD 0.596/ $m^2_{tela\ producida}$	
RÉGIMEN DE TRABAJO	Lunes a Viernes de 08h00 a 16h30 ¹	
DÍAS LABORABLES	300 d/año	
GENERACIÓN DE ENERGÍA	Propio: 800 kW	Contrata: 80 kW
PRINCIPALES TELAS	Líneas: Industrial, confección y hogar	

Fuente: Textil Ecuador S.A.

¹ Dependiendo del volumen de producción, algunas áreas operan 24 horas al día y los obreros trabajan horas extras o los sábados y/o domingos con remuneración adicional.

La estructura de la empresa se indica en el organigrama de la figura 3.1, en el cual, se representa todo el conjunto de actividades y procesos subyacentes de la organización y se identifica el agrupamiento de personas en áreas y de éstos en la organización total.

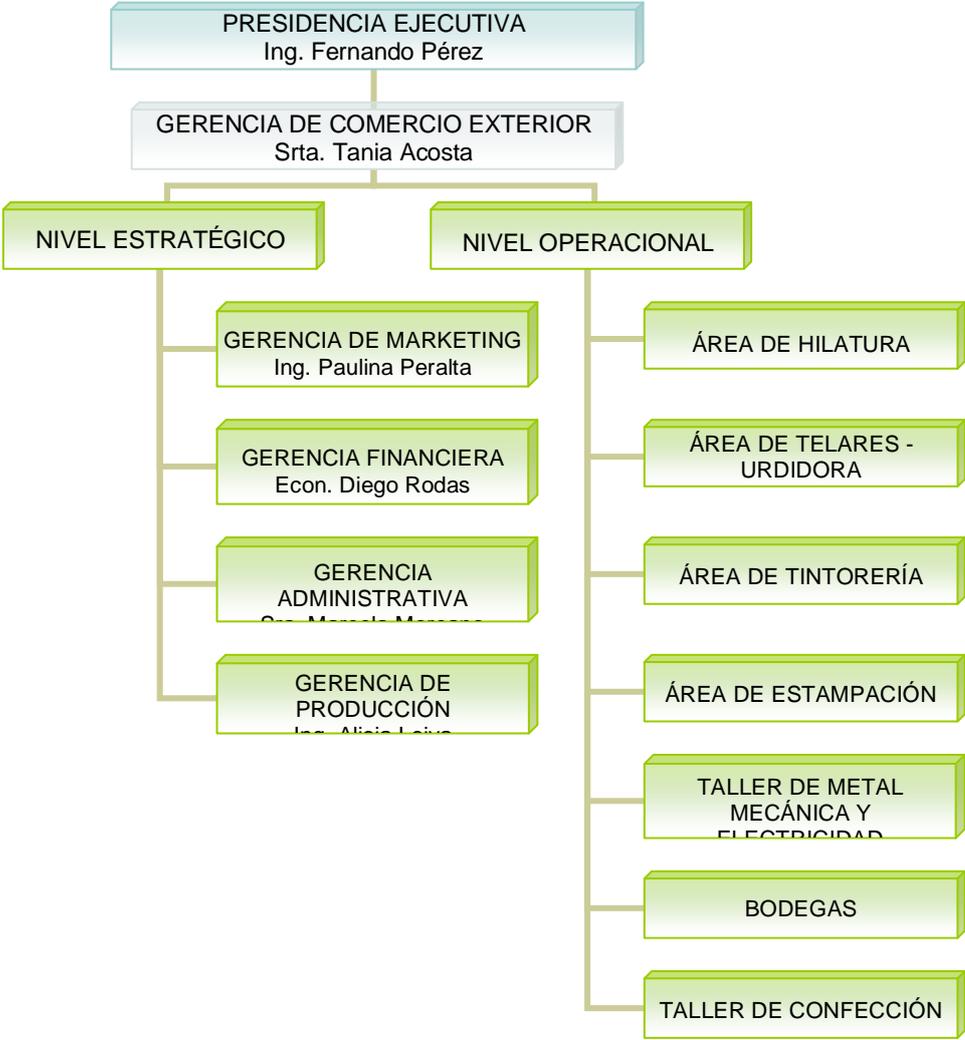


Figura 3.1 Organigrama funcional de la empresa Textil Ecuador S.A.

Textil Ecuador tiene un área cubierta de 12319 m^2 y una superficie libre de 6721 m^2 , lo que hace un total de 19040 m^2 . En el esquema de la figura 3.2 se visualizan las diferentes áreas de la empresa, destacándose las secciones en las cuales se va a realizar la auditoria, estampación y tintorería. El plano de la planta, se presenta en el anexo 2.

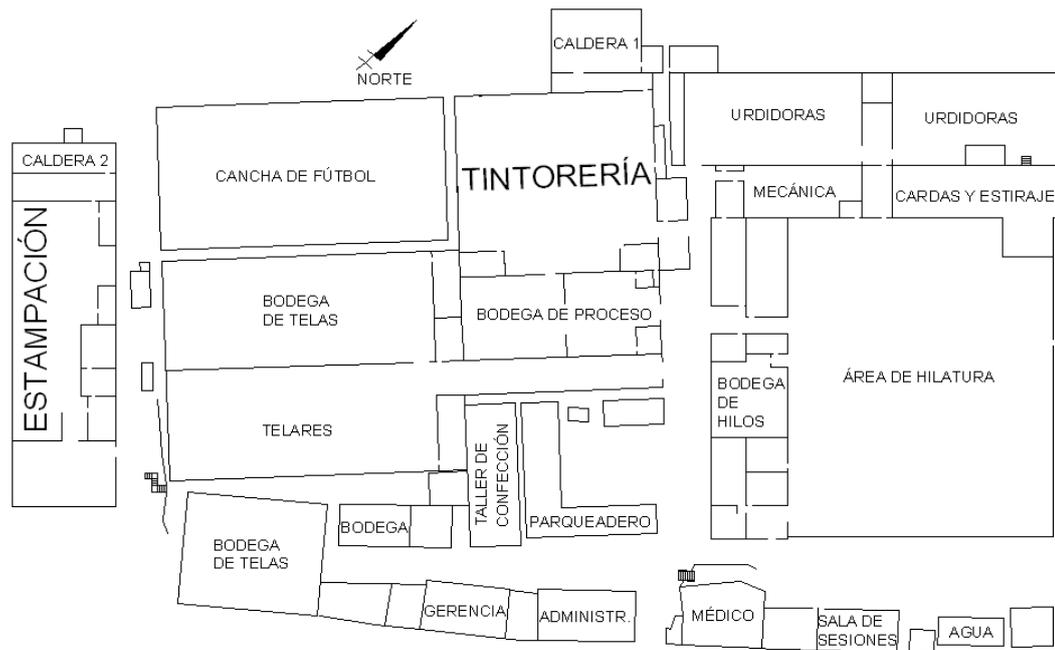


Figura 3.2 Ubicación de las áreas de estampación y tintorería dentro de la empresa

3.1 DESCRIPCIÓN DEL PROCESO DE ESTAMPACIÓN

La sección de estampación, con un área de 1211.8 m^2 , inicia sus actividades en el año 1989. Esta es la razón de por qué la hidrogenación, implantada en 1946, no cubre las necesidades de energía eléctrica de esta sección. El diagrama del proceso de estampación se lo representa mediante la figura 3.3. Esta área, con 17 trabajadores, dispone de una moderna máquina rotativa de estampación marca Zimmer, de origen austriaco, en la cual se pueden realizar trabajos con las características indicadas en la tabla 3.2.

Tabla 3.2 Características técnicas de las telas estampadas

ANCHO MÁXIMO	1.80 m
NÚMERO DE COLORES	Hasta 6
TIPOS DE TELAS	Tejidos planos, de punto y rectilíneo
FIBRAS	Algodón, poliéster, viscosa, nylon, etc.
LONGITUDES MÍNIMAS	Desde 300 m
TIPOS DE COLORANTES	Pigmentos

Fuente: Área de estampación de Textil Ecuador S.A.

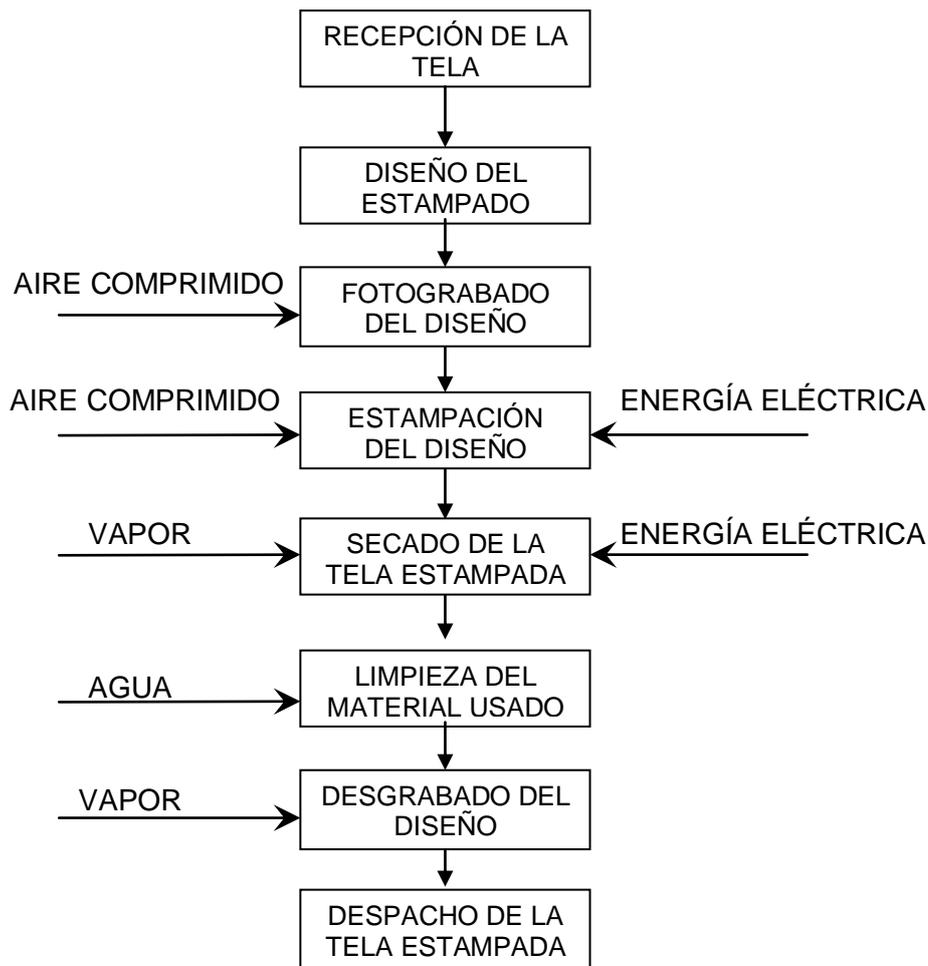


Figura 3.3 Diagrama de bloques del proceso de estampación

Además, se ofrece un servicio de grabado de cilindros con lo cual, los clientes pueden desarrollar sus diseños exclusivos. La producción de telas estampadas, tiene un promedio anual de 2'700000 m^2 .

3.2 DESCRIPCIÓN DEL PROCESO DE TINTORERÍA

La sección de tintorería, con 25 trabajadores, abarca un área de 1302.8 m^2 . El proceso depende del tipo de tela (hindú, pañal, dulce abrigo, mantel, etc.) y de la composición de esta (algodón 100%, poliéster-algodón 75/25, poliéster-algodón 50/50), sin embargo, las principales operaciones básicas y las entradas de energía, se los describe en el diagrama de la figura 3.4.

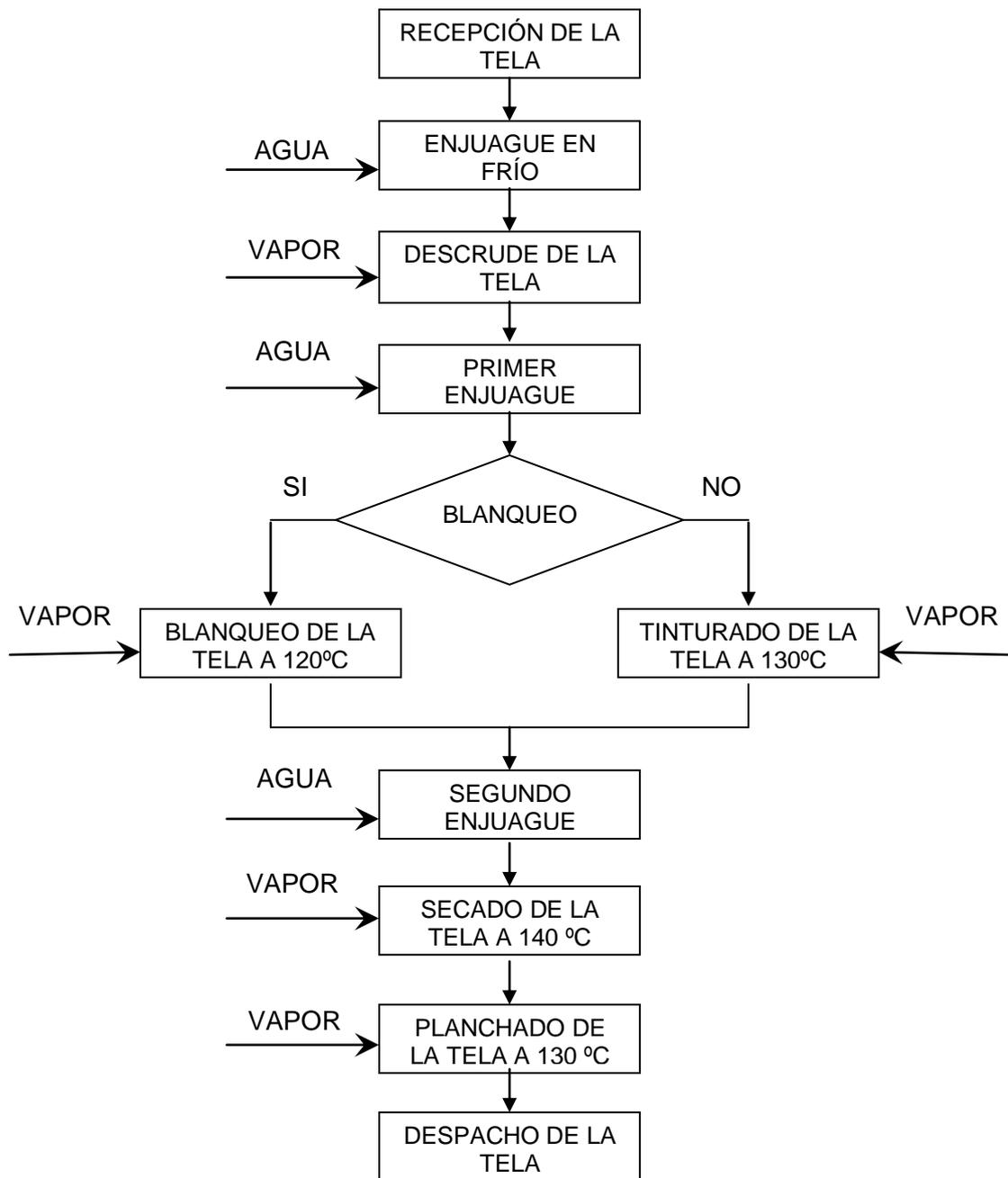


Figura 3.4 Diagrama de bloques del proceso de tintorería

3.3 IDENTIFICACIÓN DE LOS EQUIPOS A AUDITARSE

La maquinaria y los sistemas donde se va a realizar la auditoría son aquellos, en los cuales, para su funcionamiento, requieren fuentes de energía comprada por la empresa (tabla 3.3).

Tabla 3.3 Identificación de los sistemas a auditarse

Área de la empresa	Denominación del sistema o maquinaria	Fuente de energía
Tintorería	Caldera 1	Combustible
Estampación	Caldera 2	Combustible
	Aire comprimido	Energía eléctrica
	Sistema de bombeo	
	Maquinaria e iluminación	

Fuente: Propia

3.3.1 CALDERAS

Las dos calderas de Textil Ecuador, utilizan como combustible el Fuel Oil N°6, conocido como búnker (tabla 3.4). Este combustible lo produce la refinería de Esmeraldas y se lo compra a través de la distribuidora PECOC.

Tabla 3.4 Características del combustible que se utiliza en las calderas

NOMBRE		Fuel Oil N°6	
COMPAÑÍA PRODUCTORA		Refinería Esmeraldas	
COMPAÑÍA DISTRIBUIDORA		PECOC	
GRADOS API		15	
GRAVEDAD ESPECÍFICA		0.966	
DENSIDAD	<i>lb/gal</i>	8.312	
	<i>Kg/gal</i>	3.7703	
PODER CALÓRICO SUPERIOR (PCS)	<i>Btu/lb</i>	18840	
	<i>Btu/gal</i>	156598.08	
	<i>kJ/kg</i>	43821.84	
	<i>kJ/gal</i>	165221.48	
	<i>kWh/gal</i>	45.89	
COMPOSICIÓN	SÍMBOLO	% EN PESO	% EN VOLUMEN
	C	83.6	82.62
	H ₂	11.2	15.37
	O ₂	2.8	1.04
	S	0.9	0.33
	N ₂	1.5	0.64

Fuente: Textil Ecuador y Money D.A. Engineering Thermodynamics pág.: 406

3.3.1.1 Caldera de Tintorería (Caldera 1). Inspecciones generales

Se ha designado como caldera 1 (figura 3.5) a la que se encuentra en el área de tintorería. Esta caldera es de tipo pirotubular, en la cual, el fuego o calor (transferido por medio de los gases de combustión) circula por dentro de los tubos y el fluido frío, el agua, por fuera de ellos. Las especificaciones técnicas se aprecian en la tabla 3.5.



Figura 3.5 Caldera del área de tintorería

Tabla 3.5 Especificaciones técnicas de la caldera 1

Marca	DISTRAL
Tipo	Pirotubular
Pasos	3
Nº de serie	A-2429
Modelo	D3B-200-150
Año	1989
Combustible	Fuel Oil Nº6
Superficie de calentamiento	1050 <i>pie</i> ²
Capacidad	200 <i>Bhp</i>
Máx. Presión adm. de trabajo	150 <i>psia</i>
Procedencia	Pennsylvania - USA
Ensamblaje	Bogotá - Colombia

Fuente: Manual de la caldera de tintorería

El vapor saturado que entrega esta caldera se encuentra a una presión de **140 psia**. El vapor, es empleado para formar, teñir, tinturar, blanquear y planchar las telas.

Los costos y consumos de combustible para esta caldera, correspondientes al periodo junio 2004 – mayo 2005, se los observa en la tabla 3.6.

Tabla 3.6 Costos y consumos de combustible en la caldera 1

Índice		Descripción	Unidades	Valor
C O N S U M O	Total	Tabla 1.2	<i>gal/año</i>	276480
		Se multiplica los <i>gal/año</i> por el PCS en <i>kWh/gal</i> (tabla 3.4)	<i>kWh/año</i>	12688880.63
	Específico	Se divide los <i>gal/año</i> para la producción anual (tabla 3.1)	<i>gal/m² tela producida</i>	0.0542
		Se divide los <i>kWh/año</i> para la producción anual (tabla 3.1)	<i>KWh/m² tela producida</i>	2.49
C O S T O	Unitario	Tabla 1.2	<i>USD/gal</i>	0.7317
		Se divide los <i>USD/gal</i> para el PCS en <i>kWh/gal</i> (tabla 3.4)	<i>USD/KWh</i>	0.0159
	Total	Se multiplica los <i>USD/gal</i> por los <i>gal/año</i>	<i>USD/año</i>	202300.42
	Específico	Se divide los <i>USD/año</i> por la producción anual (tabla 3.1)	<i>USD/m² tela producida</i>	0.0397

Fuente: Textil Ecuador S.A.

De las inspecciones generales, se pudo constatar que la caldera trabaja **24 h/d**, incluso sábados y domingos, es decir **320 d/año**. Existe un obrero exclusivamente para controlar y monitorear su funcionamiento, la instrumentación de alarma y seguridad, el ingreso del agua de alimentación, las purgas y el tratamiento químico del agua. En cuanto al mantenimiento, un domingo en la tarde al mes, se realiza una limpieza de las partes metálicas con diesel, y, en el mes de diciembre, se le hace un mantenimiento total, por dentro y por fuera, pero, no se lleva un registro de la historia de la caldera ni de su comportamiento.

El cuarto de calderas se encuentra bien aislado y lejos de productos explosivos. Además, no se produce una vibración excesiva, debido a la adecuada mampostería donde se asienta la caldera.

En lo referente a las líneas de vapor (anexo **2**, plano TE-LV-T01), es importante destacar que el aislante de las tuberías (lana de vidrio) no ha sido cambiado desde el año 1998, y se nota que está deteriorado e incluso en algunos tramos está quemado, despedazado o no existe.

Las purgas se realizan 3 veces cada día, a las 07h00, a las 13h00 y a las 19h00 para el control puntual y para controlar la acumulación diaria de los lodos. El tratamiento del agua de alimentación, se basa en su ablandamiento y mediante productos químicos que reaccionan con los indeseables del agua, manejando de esta forma impurezas o contaminantes que puedan entrar a la caldera. Esto se hace colocando en el agua de alimentación 9 L/d de una mezcla de dos productos llamados Mag Booster y Solvex Premium.

3.3.1.2 Caldera de Estampación (Caldera 2). Inspecciones generales



Figura 3.6 Caldera del área de estampación

Tabla 3.7 Especificaciones técnicas de la Caldera 2

Marca	DISTRAL
Tipo	Pirotubular
Pasos	3
Nº de serie	A-533-150
Modelo	D3-150
Año	1971
Combustible	Fuel Oil N°6
Superficie de calentamiento	1000 <i>pie</i> ²
Capacidad	150 <i>Bhp</i>
Máx. Presión adm. de trabajo	125 <i>psia</i>
Procedencia	Pennsylvania - USA
Ensamblaje	Bogotá - Colombia

Fuente: Placa de la caldera de estampación

Se ha designado como caldera 2 (figura 3.6) a aquella que se encuentra en el área de estampación. Esta caldera, de tipo pirotubular, entrega el vapor

saturado a una presión de **100 psia**. Las especificaciones técnicas se detallan en la tabla 3.7.

El vapor de esta caldera es utilizado en la secadora automática, a la cual llega y se distribuye por medio de tuberías, a una temperatura media de 140°C. Y, también se aprovecha el vapor para desgrabar los cilindros de níquel a una temperatura de 125°C y una presión de 80 psia, de tal forma que estos cilindros puedan volver a ser usados con un nuevo diseño de grabado.

Los costos y consumos de combustible, para el periodo junio 2004 – mayo 2005, se los presenta en la tabla 3.8.

Tabla 3.8 Costos y consumos de combustible en la caldera 2

Índice		Descripción	Unidades	Valor
C O N S U M O	Total	Tabla 1.2	gal/año	57600
		Se multiplica los gal/año por el PCS en kWh/gal (tabla 3.4)	kWh/año	2643516.80
	Específico	Se divide los gal/año para la producción anual (tabla 3.1)	gal/m ² tela producida	0.0113
		Se divide los kWh/año para la producción anual (tabla 3.1)	KWh/m ² tela producida	0.518
C O S T O	Unitario	Tabla 1.2	USD/gal	0.7317
		Se divide los USD/gal para el PCS en kWh/gal (tabla 3.4)	USD/KWh	0.0159
	Total	Se multiplica los USD/gal por los gal/año.	USD/año	42145.92
	Específico	Se divide los USD/año por la producción anual (tabla 3.1)	USD/m ² tela producida	0.0083

Fuente: Textil Ecuador S.A.

Las inspecciones preliminares indican que no existe un obrero para controlar y monitorear el funcionamiento de la caldera, sino que cada dos horas un trabajador, dedicado a otras actividades, chequea la presión y temperatura de la caldera, el nivel de agua de alimentación y le da el tratamiento a esta agua agregándole 3.5 L/d de los mismos productos que en la caldera 1, es decir, Mag Booster y Solvex Premium.

La caldera trabaja **12 h/d**, de lunes a viernes, ocasionalmente los sábados, dando un promedio de **3600 h/año**. En el mes de diciembre se realiza un

mantenimiento total, pero, no se lleva un registro de la historia de la caldera y su comportamiento.

El cuarto de calderas está aislado de toda la maquinaria de estampación y distante de productos explosivos. La vibración no es excesiva, dada la adecuada mampostería donde se asienta la caldera.

Se realizan purgas temporales para controlar la acumulación diaria de los lodos del tratamiento una vez al día, a las 12h00. Los instrumentos de medida como manómetros y termómetros están bastante deteriorados y casi no se aprecian las lecturas porque los vidrios que las cubren se encuentran opacos.

3.3.1.2.1 Sistema de Distribución de Vapor

En lo referente a la distribución del vapor del área de estampación, es importante destacar que el aislante de las tuberías (lana de vidrio) no ha sido cambiado desde el año 1998, y se nota que está muy deteriorado e incluso en largos tramos no existe, por lo que es notorio que se están produciendo pérdidas. El sistema de distribución de vapor del área de estampación se lo puede apreciar en el plano TE-LV-E01 del anexo 2.

3.3.2 AIRE COMPRIMIDO

Un sistema de aire comprimido descuidado representa aumento de costos en la facturación eléctrica para la empresa y reducción de la vida útil de las tuberías y accesorios. Por lo tanto, es necesario evaluar la situación actual de la red y, si es necesario, establecer alternativas de mejora.

3.3.2.1 Inspecciones generales del Compresor

El compresor del área de estampación es de desplazamiento positivo, tipo reciprocante, de dos pistones en V (figura 3.7). Está ubicado a pocos metros de la máquina de coser y de la estampadora, razón por la cual la entrada de aire, los filtros, el motor, y el tanque están rodeados de pelusas. Sus especificaciones técnicas se las detalla en la tabla 3.9.



Figura 3.7 Compresor del área de estampación

Tabla 3.9 Especificaciones técnicas del compresor de estampación

Marca	Agre BOSS 6002
Nº de serie	031E0184
Tipo	PS 12B
Año	1989
Rango de presiones	35.5 <i>psi</i> – 151.0 <i>psi</i>
Potencia	3.5 <i>kW</i>
Capacidad del tanque	550 <i>L</i>
Caudal	40 <i>cfm</i>
Voltaje	220 <i>V</i>
Procedencia	Canadá

Fuente: Placa del compresor de estampación

Uno de los obreros se encarga de realizar la purga al tanque del compresor una vez al día, pero, no existen registros del funcionamiento ni de los mantenimientos realizados. Este descuido, puede causar un mal rendimiento, un elevado costo de operación, tanto en el mantenimiento como en facturación energética, y, una mala calidad del aire.

3.3.2.2 Inspecciones generales de la Línea de Aire Comprimido

El sistema de distribución de aire comprimido se lo aprecia en el anexo 2 (plano TE-AC-E02). El aire es utilizado para el funcionamiento de la máquina estampadora. También se usa para mover un pistón neumático de esta máquina, el cual activa un mecanismo para guiar la tela a la banda transportadora para que sea estampada. Y por último, se emplea el aire para el proceso de fotograbado.

En lo referente a las inspecciones generales, se pudo notar que algunos tramos de la tubería empiezan a mostrar óxido. Además, las trampas de humedad están recubiertas con pelusas y no existe uno de estos purgadores a la salida del compresor, lo cual resulta perjudicial para la red porque el condensado se convierte en una emulsión tóxica, corrosiva y ácida, generando aumento de rugosidad en la tubería y caídas de presión, por lo cual es recomendable eliminarlo desde el principio.

Para concienciar a los empleados del área de estampación sobre el valor del aire comprimido, para la potencia de 3.5 kW del compresor, el consumo estimado anual de la energía eléctrica será:

$$\text{Consumo}_{\text{energía eléctrica por aire comprimido}} = 3.5 \text{ kW} \times 12 \frac{\text{h}}{\text{d}} \times 300 \frac{\text{d}}{\text{año}} = 12600 \frac{\text{kWh}}{\text{año}}$$

$$\text{Costo}_{\text{aire comprimido}} = 12600 \frac{\text{kWh}}{\text{año}} \times 0.05 \frac{\text{USD}}{\text{kWh}} = 630 \frac{\text{USD}}{\text{año}}$$

En la tabla 1.1, se estableció que la energía eléctrica total consumida en el área de estampación es de 124947 kWh/año, por lo tanto, la energía requerida para el aire comprimido equivale al siguiente porcentaje:

$$\% \text{ energía para aire comprimido} = \frac{12600}{124947} \times 100 = 10.08\%$$

Este valor representa la décima parte de la energía consumida, y merece realizarse un análisis del sistema de distribución para aprovechar la mayor cantidad de esta energía y reducir las pérdidas.

3.3.3 TUBERÍAS DE AGUA

El agua que se emplea en el área de estampación y en toda la empresa proviene de una vertiente por la cual se paga una renta mensual inferior al costo que tuviera el servicio de agua proporcionado por el municipio, sin embargo, es necesario comprender que el agua es una materia prima tan valiosa como todas aquellas que contribuyen a la calidad del producto final y que tiene su costo en energía eléctrica.

3.3.3.1 Inspecciones generales

La bomba con su motor, las líneas de tubería para agua y sus accesorios se los puede observar en el plano TE-LTA-E03 ([anexo 2](#)). La red de distribución se encuentra tanto en el exterior del recinto como en su interior porque el agua es bombeada desde un reservorio que se encuentra a 4 m del galpón. El agua cae a este reservorio por gravedad del depósito principal de la empresa donde se almacena el agua de la vertiente para todas las áreas y oficinas.

La bomba del área de estampación (figura 3.8), es una bomba horizontal, centrífuga de flujo radial. Sus especificaciones técnicas se las presenta en la tabla 3.10.



Figura 3.8 Bomba del área de estampación

Tabla 3.10 Especificaciones técnicas de la bomba de estampación

Marca	ITT
Modelo	3196/HT3196
Año	1984
Rango de presiones	30 <i>psia</i> – 130 <i>psia</i>
Potencia del motor trifásico	7.5 <i>hp</i> (5.6 <i>kW</i>)
Voltaje del motor trifásico	220 <i>V</i>
Procedencia	USA

Fuente: Placa de la bomba de estampación

El agua se utiliza en diferentes partes del proceso. Así, se la emplea en la lavadora de cilindros de la máquina estampadora. También para lavar y desengrasar los cilindros de níquel donde se hacen los grabados del

estampado. Se la ocupa además para la limpieza de los rakles (cilindros donde se carga la pasta coloreada para el estampado). Y finalmente se usa como agua de alimentación de la caldera, previo tratamiento.

Uno de los alcances de esta auditoria es la concientización del gasto energético del agua. Por consiguiente, al año, para la potencia del motor de la bomba (5.6 kW), el costo y consumo estimados de energía serán:

$$\text{Consumo}_{\text{energía eléctrica por sistema de bombeo}} = 5.6 \text{ kW} \times 8 \frac{\text{h}}{\text{d}} \times 300 \frac{\text{d}}{\text{año}} = 13440 \frac{\text{kWh}}{\text{año}}$$

$$\text{Costo}_{\text{sistema de bombeo}} = 13440 \frac{\text{kWh}}{\text{año}} \times 0.05 \frac{\text{USD}}{\text{kWh}} = 672 \frac{\text{USD}}{\text{año}}$$

La energía eléctrica consumida en el área de estampación es de 124947 kWh/año (tabla 1.1), por lo tanto, la energía requerida para el sistema de bombeo, representa el siguiente porcentaje del total de energía:

$$\% \text{ energía para el sistema de bombeo} = \frac{13440}{124947} \times 100 = 10.76\%$$

Lo cual significa que para usar el agua, se requiere más de la décima parte de la energía consumida en esta sección de Textil Ecuador. Desde este punto de vista, las acciones que se realicen para reducir los costos por dicho concepto influirán positivamente sobre el resultado económico de la empresa.

3.3.4 ENERGÍA ELÉCTRICA

Disminuir el monto de la factura eléctrica significa vigilar el trabajo eficiente de los motores eléctricos mediante recomendaciones de ahorro energético, la instalación de motores de eficiencia alta, unido a una buena instalación eléctrica y mecánica, al uso de sistemas de control, la optimización de la carga, un correcto dimensionamiento de la máquina eléctrica, o la instalación de condensadores para corregir el factor de potencia ($\cos \varphi$).

En esta auditoría, se empleará el factor de potencia para evaluar el rendimiento eléctrico del área de estampación.

3.3.4.1 Inspecciones generales de los receptores de energía

En Textil Ecuador, solo el área de estampación utiliza energía eléctrica comprada. Los costos y consumos (periodo junio 2004 – mayo 2005), se los resume en la tabla 3.11.

Tabla 3.11 Datos generales de la energía eléctrica

COMPañÍA DISTRIBUIDORA:		Empresa Eléctrica Quito S.A.	
POTENCIA CONTRATADA:		<i>kW/año</i>	876
COSTO	Unitario:	<i>USD/kWh</i>	0.05
	Total:	<i>USD/año</i>	13655.71
	Específico:	<i>USD/m²_{tela producida}</i>	0.0027
CONSUMO	Total:	<i>kWh/año</i>	124947
	Específico:	<i>kWh/m²_{tela producida}</i>	0.0245

Fuente: Textil Ecuador S.A.

Los receptores de energía del área de estampación (tabla 3.12), es decir, la maquinaria eléctrica y las lámparas fluorescentes (iluminación), están conectados a una línea trifásica de 380 V y 60 Hz, con un factor de potencia medio de 0.77.

Este reducido factor de potencia, supone el aumento del costo de la tarifa de energía eléctrica, no sólo para las líneas de la compañía eléctrica, sino también para las del área de estampación de Textil Ecuador. La corrección del factor de potencia, mediante la conexión de una batería condensadores, optimiza la facturación de energía eléctrica, lo que da lugar a un menor coste del producto y, por tanto, a un aumento de la competitividad.

El objetivo es calcular las características del condensador para conectarlo en triángulo a la línea que alimenta a esta instalación y corregir el factor de potencia hasta 0.96. Esto es posible debido a que los condensadores contrarrestan los fenómenos negativos que producen las potencias reactivas de las bobinas de los motores.

Tabla 3.12 Descripción de los receptores de energía eléctrica del área de estampación

Denominación	Marca	Año	Procedencia	Número de motores o receptores de energía	Potencia activa unitaria (kW)	Potencia activa total P (kW)	Voltaje (V)	cos ϕ
Estampadora	Johannes Zimmer	1992	Austria	8	1.6	12.80	220	0.76
Cámara de secado	Johannes Zimmer	1992	Austria	12	2.6	31.20	220	0.77
Reveladora	Johannes Zimmer	1991	Austria	1	3.5	3.50	220	0.75
Recubridora	Johannes Zimmer	1991	Austria	1	3.5	2.90	220	0.79
Cámara de polimerizado	Johannes Zimmer	1991	Austria	1	3.6	3.20	220	0.76
Batidora 1	Van Wyk	1982	Holanda	1	3.5	3.80	220	0.81
Batidora 2	Rotor	1978	USA	1	2.8	3.00	220	0.80
Compresor	Agre	1989	Canadá	1	3.5	3.50	220	0.79
Motor de la bomba de agua	ITT	1984	USA	1	5.6	5.60	220	0.85
Máquina de coser	Wang Sing	1980	Taiwan	1	0.4	0.40	220	0.75
Bomba del agua de caldera	MILLER ITT	1971	USA	1	1.6	2.30	220	0.77
Lavadora de cilindros	Dubuit	1985	Francia	1	1.4	1.00	220	0.76
Fotoexpositora	Dubuit	1990	Francia	1	1.2	1.40	220	0.78
Enrolladora	Rotor	1979	USA	1	1.3	1.30	220	0.75
Lámparas fluorescentes	---	2004	Ecuador	42	0.04	1.68	110	0.60
						Σ		77.58

Fuente: Textil Ecuador S.A.

3.4 FORMULARIOS PARA LA RECOLECCIÓN DE DATOS

La normalización y la gestión de calidad son necesidades de las normas de la serie ISO 9000. Esta auditoría pretende incorporar esos principios a la realización de los formularios para llevar un registro de datos ordenado, comprensible y que facilite la reproducción y el procesamiento de la información, al tiempo que asegure un nivel de alta calidad y confiabilidad de los resultados.

En el **anexo 3** se presentan los diferentes formularios para la recolección de datos de la caldera 1, de la caldera 2, del aire comprimido y del sistema de bombeo. En cuanto a los datos de la energía eléctrica, el alcance de esta auditoría, se limita a la corrección del factor de potencia para minimizar la factura eléctrica.

CAPÍTULO 4

AUDITORÍA EXERGÉTICA DEFINITIVA

Este capítulo inicia con la auditoría de la caldera 1, en la cual se determina la ecuación del proceso de combustión, se calcula el porcentaje de exceso de aire, la eficiencia del generador de vapor, las pérdidas en las líneas de distribución, se estudia el trazado y dimensionamiento de la red, se analiza la frecuencia de las purgas y se realiza un estudio de la exergía y las irreversibilidades asociadas con el proceso de combustión. Posteriormente, se efectúa un análisis similar en la caldera 2. Luego, en el aire comprimido y en las tuberías de agua del área de estampación, se calculan las pérdidas en sus respectivas líneas de distribución. Finalmente, se determina el triángulo de potencias de la instalación eléctrica del área de estampación.

4.1 RECOPILOCIÓN Y PROCESAMIENTO DE DATOS EN LA CALDERA 1

Para evaluar el proceso de combustión es necesario un estudio de emisiones gaseosas, por lo cual, **la empresa** contrató los servicios del Departamento de Química Aplicada (Unidad de Auditorías Energético–Ambientales) de la Escuela Politécnica Nacional, y su informe técnico se lo presenta en el **anexo 4**.

Los resultados de los análisis de las aguas de alimentación, de retorno del condensado y del agua de la caldera (**anexo 5**), necesarios para llegar a establecer un nivel de purga óptimo en esta caldera, fue realizado por la Empresa AWT, American Water Treatment.

Para determinar las pérdidas de **calor**, se recolectaron los datos necesarios, con ayuda de los obreros, de acuerdo al formulario presentado en el **anexo 6**.

4.1.1 EVALUACIÓN DE LA INFORMACIÓN

El Departamento de Química Aplicada de la Escuela Politécnica Nacional trabaja con los valores medios de las concentraciones de los diferentes compuestos de los gases de combustión para realizar su informe, por lo tanto,

para la evaluación del proceso de combustión se utilizarán estos valores, los cuales se detallan en la tabla 4.1.

Tabla 4.1 Características físico químicas de las emisiones de combustión de la caldera 1

Parámetros	Unidad	Valor promedio
Flujo de gas seco	m^3/h	2087.8
Temperatura	$^{\circ}C$	279.1
O ₂	%	6.7
CO ₂	%	12.18
CO	ppm	26 (0.0026%)
SO ₂	ppm	518 (0.0518%)
NO _x	ppm	257 (0.0257%)
Nº humo	--	2
Eficiencia	%	79.6

Fuente: anexo 4

De la tabla anterior, se observa que la temperatura de los gases está dentro del rango recomendado, 300 a 600 $^{\circ}F$ (148.9 a 315.6 $^{\circ}C$). Las temperaturas de gas menores a 300 $^{\circ}F$ se deben evitar debido a la posible condensación de vapor de agua y la corrosión en la chimenea o en el equipo. Temperaturas mayores a 600 $^{\circ}F$ traen consigo reducción en la eficiencia de la caldera.

Las cantidades de monóxido de carbono (CO) y de dióxido de azufre (SO₂) se encuentran dentro de los límites establecidos por la Dirección Metropolitana Ambiental del Distrito Metropolitano de Quito (tabla 4.2). Sin embargo, la cantidad de los óxidos de nitrógeno (NO_x) no cumplen con los máximos valores permisibles, por lo que el Departamento de Química Aplicada de la Escuela Politécnica Nacional, recomienda realizar un mantenimiento de la caldera cada seis meses y no una vez al año como se lo hace actualmente.

Tabla 4.2 Comparación de las emisiones promedio con los límites máximos permisibles en la caldera 1

Parámetro	Caldera 1	Límite permisible
CO ($kg/m^3_{combustible}$)	0.38	0.6
SO ₂ ($kg/m^3_{combustible}$)	34.7	35.0
NO _x ($kg/m^3_{combustible}$)	7.5	6.0
Partículas ($kg/m^3_{combustible}$)	0.289	2.2

Fuente: anexo 4

Por otro lado, el número de humo (2) en la escala de Bacharach es señal de una combustión aceptable pero no la mejor, con presencia de hollín en cantidades reducidas. Además, valores de O₂ mayores al 8% y cantidades de CO₂ menores al 8% serán indicio de un elevado exceso de aire y bajo flujo de combustible, lo que en este caso no sucede.

La eficiencia que se observa en la tabla 4.1 (79.6%), se refiere a la relación de producción de calor útil con la entrada de calor (cantidad de calor desprendido en el quemado del combustible). El fabricante de esta caldera establece una eficiencia del 82.5%, por consiguiente, es un rendimiento aceptable tomando en cuenta los años de trabajo y las horas al día que funciona la caldera.

Finalmente, la presencia de CO en los gases de combustión es el mejor indicador de combustible no quemado ya sea por defecto de aire o lo que es lo mismo por exceso de combustible, pero solo con la ecuación del proceso de combustión se puede cuantificar la relación real de aire a combustible y se podrá tomar acciones para mejorar la eficiencia del generador de vapor.

4.1.2 ECUACIONES DEL PROCESO DE COMBUSTIÓN

Conociendo el análisis volumétrico del Fuel Oil N°6, presentado en la tabla 3.4, la composición del aire seco: 21% O₂ + 79% N₂ (considerado así para procesos de combustión), y el análisis de los gases de escape (tabla 4.1), se puede encontrar la ecuación real del proceso de combustión para y moles de combustible:



Los NO_x, contaminantes primarios de mucha trascendencia en los problemas de contaminación, son el conjunto de monóxido de nitrógeno (NO) y dióxido de nitrógeno (NO₂), sin embargo en la ecuación anterior solo se ha considerado el NO₂, debido a que el NO tiene una vida corta y sufre una rápida oxidación a NO₂, siendo este el que predomina en la atmósfera.

El análisis de los gases de combustión no da la información del 100% de los compuestos en base seca, por lo tanto, es necesario añadir en el lado de los productos los elementos C, S y N₂ para obtener dicho porcentaje. Además, estos elementos, junto con e moles de H₂O, son necesarios para balancear esta ecuación.

Los coeficientes desconocidos en la reacción química anterior se los encuentra por medio del balance de masa de los diversos elementos:

$$\text{C: } 82.62y = 12.18 + 0.0026 + b;$$

$$\text{S: } 0.33y = 0.0518 + c;$$

$$\text{N}_2: 0.64y \times 2 + a \times 3.76 \times 2 = 0.0257 + 2d;$$

$$\text{H}_2: 15.37y \times 2 = 2e;$$

$$\text{O}_2: 1.04y \times 2 + 2a = 6.7 \times 2 + 12.18 \times 2 + 0.0026 + 0.0257 \times 2 + 0.0518 \times 2 + e;$$

Se tienen cinco ecuaciones con seis incógnitas (*a*, *b*, *c*, *d*, *e*, *y*). La sexta ecuación se la obtiene del hecho de que los gases de combustión deben sumar el 100% de su composición, de tal forma que la sexta ecuación queda:

$$6.7 + 12.18 + 0.0026 + 0.0257 + 0.0518 + b + c + d = 100$$

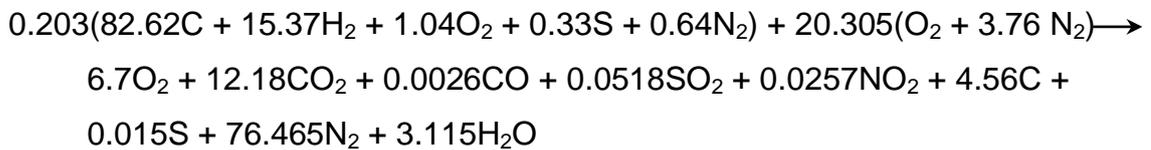
Ordenando estas ecuaciones, se obtiene el siguiente sistema lineal:

$$\left\{ \begin{array}{l} -b + 82.62y = 12.1826 \\ -c + 0.33y = 0.0518 \\ 7.52a - 2d + 1.28y = 0.0257 \\ -e + 30.74y = 0 \\ 2a - e + 2.08y = 37.9176 \\ b + c + d = 81.0399 \end{array} \right.$$

Resolviendo el sistema anterior (MathCad 2000 Professional), se obtiene la siguiente solución:

$$\begin{matrix} a & b & c & d & e & y \\ \left(\begin{array}{cccccc} 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 82.62 \\ 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0.33 \\ 7.52 & 0 & 0 & -2 & 0 & 1.28 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 15.37 \\ 2 & 0 & 0 & 0 & -1 & 2.08 \\ 0 & 1 & 1 & 1 & 0 & 0 \end{array} \right)^{-1} & \cdot & \left(\begin{array}{c} 12.1826 \\ 0.0518 \\ 0.0257 \\ 0 \\ 37.9176 \\ 81.0399 \end{array} \right) & = & \left(\begin{array}{c} 20.305 \\ 4.56 \\ 0.015 \\ 76.465 \\ 3.115 \\ 0.203 \end{array} \right) & \left(\begin{array}{c} a \\ b \\ c \\ d \\ e \\ y \end{array} \right)
 \end{matrix}$$

Por consiguiente, la ecuación real de combustión con aire seco, balanceada, queda de la siguiente manera:



Ahora, para determinar la ecuación real de combustión considerando la humedad del aire, se calcula el número de moles de vapor de agua que se encuentran en éste. Para ello, será de utilidad la siguiente información, tomada de las tablas psicrométricas del aire para el sector de Amaguaña:

$$\text{Presión absoluta: } P_0 = 10.4 \text{ psia } (71.705 \text{ kPa})$$

$$\text{Humedad relativa: } F_{\text{aire}} = 55\%$$

$$\text{Temperatura ambiente: } T_0 = 20^\circ\text{C}$$

La presión parcial de la humedad en el aire es:

$$P_{H_2O} = \phi_{\text{aire}} P_{\text{sat @ } 20^\circ\text{C}} \quad (4-1)$$

$$P_{H_2O} = (0.55) (2.339 \text{ kPa}) = 1.4034 \text{ kPa}$$

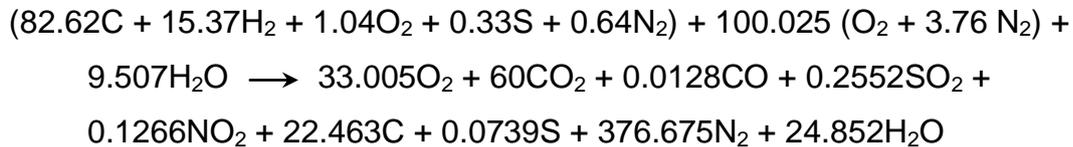
El número de moles de la humedad en el aire (n_{H_2O}) se calcula así:

$$n_{H_2O} = \left(\frac{P_{H_2O}}{P_0} \right) \times (n_{\text{aire_seco}} + n_{H_2O}) \quad (4-2)$$

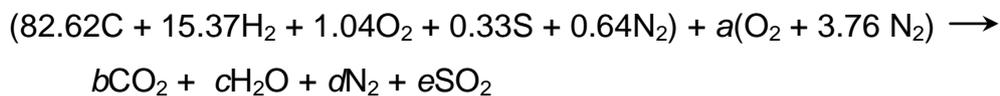
$$n_{H_2O} = \left(\frac{1.4034 \text{ kPa}}{71.705 \text{ kPa}} \right) \times (20.305 \times 4.76 + n_{H_2O})$$

Despejando n_{H_2O} de la ecuación anterior: $n_{H_2O} = 1.93 \text{ kmol}$.

Por lo tanto, la ecuación balanceada real del proceso de combustión, para 100 kmol de combustible y tomando en consideración la humedad del aire resulta:



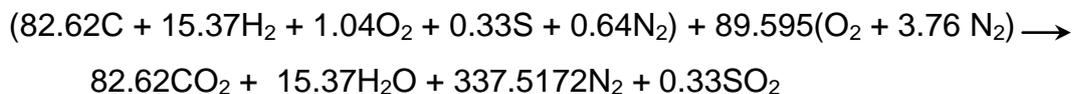
Ahora, para encontrar la ecuación estequiométrica (teórica) del proceso de combustión, se considera que los productos en la combustión teórica no contienen combustible no quemado ni C, CO, S u O_2 libre, así:



Se procede al balance de masa de los diversos elementos:

C:	82.62 = b ;	$b = 82.62$
S:	0.33 = e ;	$e = 0.33$
H_2 :	$15.37 \times 2 = 2c$;	$c = 15.37$
O_2 :	$1.04 \times 2 + 2a = 2b + c + 2e$;	$a = 89.595$
N_2 :	$0.64 \times 2 + a \times 3.76 \times 2 = 2d$;	$d = 337.5172$

La ecuación estequiométrica para el Fuel Oil N°6 es la siguiente:



4.1.3 EFICIENCIA DE LA COMBUSTIÓN Y EFICIENCIA DEL GENERADOR DE VAPOR

En un proceso de combustión teórico, para alcanzar una combustión completa es necesaria una relación teórica o ideal de combustible a aire (FA_{ideal}). No obstante, en una cámara de combustión, la combustión será incompleta, habrá pérdidas de calor al exterior y habrá un exceso o un defecto de aire, por lo tanto será necesario más o menos cantidad de combustible para alcanzar la

combustión completa y a este caso corresponderá la relación real de combustible a aire (FA_{real}). Por consiguiente, se define la eficiencia de combustión, η_{comb} , de la siguiente manera:

$$\eta_{comb} = \frac{FA_{ideal}}{FA_{real}} \quad (4-3)$$

Para resolver la expresión 4-3, de la ecuación real del proceso de combustión, se puede obtener la relación real de combustible a aire:

$$FA_{real} = \frac{100 \text{ kmolcombustibé}}{(100.025 \times 4.76 + 9.507) \text{ kmolaire}} = 0.206 \frac{\text{kmolcombustibé}}{\text{kmolaire}}$$

Su recíproco será la relación real de aire a combustible (AF_{real}):

$$AF_{real} = \frac{1}{0.206} = 4.854 \frac{\text{kmolaire}}{\text{kmolcombustibé}}$$

De igual forma, se puede hallar la relación ideal de combustible a aire con los datos de la ecuación estequiométrica del proceso de combustión:

$$FA_{ideal} = \frac{100 \text{ kmolcombustibé}}{(89.595 + 89.595 \times 3.76) \text{ kmolaire}} = 0.234 \frac{\text{kmolcombustibé}}{\text{kmolaire}}$$

Su recíproco será la relación ideal de aire a combustible (AF_{ideal}):

$$AF_{ideal} = \frac{1}{0.234} = 4.274 \frac{\text{kmolaire}}{\text{kmolcombustibé}}$$

La eficiencia de combustión para la caldera de tintorería es

$$\eta_{comb} = \frac{0.234}{0.206} = 1.136 = 113.6\%$$

Numéricamente, la eficiencia de combustión es igual al porcentaje de aire teórico que se da durante el proceso, el cual se lo puede encontrar mediante la siguiente ecuación:

$$\text{Porcentaje de aire teórico} = \frac{AF_{real}}{AF_{ideal}} \quad (4-4)$$

$$\text{Porcentaje de aire teórico} = \frac{4.854}{4.274} = 1.136 = 113.6\%$$

113.6 de porcentaje de aire teórico significa que existe un 13.6% de exceso de aire durante este proceso de combustión. A pesar de existir exceso de aire, la presencia de CO en los gases de escape es el mejor indicador de combustible quemado parcialmente, lo cual quiere decir que se produce una mezcla rica. Por eso, sería preferible trabajar con mayor exceso de aire, para asegurar que no quede combustible sin quemar o parcialmente quemado. Sin embargo, también genera pérdidas un porcentaje de aire excesivo, por lo que se debe operar con el menor exceso de aire compatible con el mantenimiento de una combustión completa (normalmente, para el fuel oil N°6, los quemadores se ajustan en el rango de exceso de aire del 20%, debido a las condiciones ambientales variables y a la diferencia de calidad de los combustibles).

En definitiva, un defecto de aire en un proceso de combustión, puede causar humos espesos y altas concentraciones de CO. Por otro lado, un porcentaje de aire excesivo significa tener temperaturas de salida de gases más altas y, por consiguiente, mayores pérdidas.

Ahora corresponde calcular la eficiencia del generador de vapor. En el hogar de un generador de vapor o caldera, el objetivo es transmitir la máxima cantidad posible de calor al agua y al vapor. En la práctica la eficiencia de un generador de vapor se define como la razón del calor transmitido al vapor al poder calorífico superior del combustible (PCS), ambos por unidad de tiempo:

$$\eta_{gen\ vapor} = \frac{\text{calor transmitido al vapor}}{\text{poder calorífico superior del combustible}} = \frac{\dot{Q}_{vapor}}{\dot{Q}_c} \quad (4-5)$$

Para aplicar correctamente la ecuación 4-5 es necesario conocer la cantidad de vapor que sale de la caldera por unidad de tiempo, el consumo de combustible por unidad de tiempo, las entalpías del agua a la entrada y del vapor a la salida de la caldera y el poder calórico superior del combustible. Se dispone de los

siguientes datos de funcionamiento y operación de la caldera 1 y del combustible:

Capacidad:	200 <i>Bhp</i>
Temperatura de alimentación:	50°C (122°F)
Temperatura de salida del vapor:	180°C (356°F)
Presión de trabajo:	140 <i>psia</i> → 129.6 <i>psig</i>
Poder calórico superior del combustible:	156598.08 <i>Btu/gal</i>
Consumo de combustible ($\dot{m}_{\text{combustible}}$):	36 <i>gal/h</i>

La cantidad de vapor que genera la caldera, en *lbm/h*, se lo encuentra con la ayuda de la gráfica tomada de su manual (Capacidad de calderas pirotubulares a diferentes presiones de operación y temperaturas de alimentación) que se presenta en el **anexo 7**. A esta gráfica se ingresa con la presión de trabajo manométrica (129.6 *psig*) y con la temperatura de alimentación (122°F):

$$\dot{m}_{\text{vapor}} = 19.6 \frac{\text{lbm}}{\text{h} \cdot \text{Bhp}}$$

A este valor se le multiplica por los *Bhp* de la caldera, dando como resultado la cantidad de vapor que se genera por hora:

$$\dot{m}_{\text{vapor}} = 19.6 \frac{\text{lbm}}{\text{h} \cdot \text{Bhp}} \times 200 \text{ Bhp} = 3920 \frac{\text{lbm}}{\text{h}}$$

La entalpía del agua que ingresa a la caldera (h_i) se la encuentra con la ayuda de las tablas de agua saturada (**anexo 7**) a la temperatura de alimentación (122°F), por medio de interpolación lineal entre las temperaturas de 120°F y 130°F, así que su valor será:

$$h_i = h_{f @ 122^\circ\text{F}} = 89.996 \frac{\text{Btu}}{\text{lbm}}$$

La entalpía del vapor que sale de la caldera (h_e) se la halla por medio de las tablas de agua saturada a la presión absoluta de trabajo (140 *psia*):

$$h_e = h_g @ 140 \text{ psia} = 1193.8 \frac{\text{Btu}}{\text{lbm}}$$

El calor transmitido al vapor será:

$$\dot{Q}_{\text{vapor}} = \dot{m}_{\text{vapor}} \times (h_e - h_i) \quad (4-6)$$

$$\dot{Q}_{\text{vapor}} = 3920 \frac{\text{lbm}}{\text{h}} \times (1193.8 - 89.996) \frac{\text{Btu}}{\text{lbm}} = 4326911.68 \frac{\text{Btu}}{\text{h}}$$

$$\dot{Q}_{\text{vapor}} = 4326911.68 \frac{\text{Btu}}{\text{h}} \times \frac{1.055056 \text{ kJ}}{1 \text{ Btu}} \times \frac{1 \text{ h}}{3600 \text{ s}} = 1268.09 \text{ kW}$$

El calor generado por el Fuel Oil N°6, se lo calcula utilizando la ecuación 4-7:

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_{\text{combustible}} \times PCS \quad (4-7)$$

$$\dot{Q}_c = 36 \frac{\text{gal}}{\text{h}} \times 156598.08 \frac{\text{Btu}}{\text{gal}} = 5637530.88 \frac{\text{Btu}}{\text{h}}$$

$$\dot{Q}_c = 5637530.88 \frac{\text{Btu}}{\text{h}} \times \frac{1.055056 \text{ kJ}}{1 \text{ Btu}} \times \frac{1 \text{ h}}{3600 \text{ s}} = 1652.20 \text{ kW}$$

Se dispone de todos los datos necesarios para calcular la eficiencia del generador de vapor mediante la ecuación 4-5:

$$\eta_{\text{gen vap}} = \frac{1268.09 \text{ kW}}{1652.20 \text{ kW}} \times 100 = 76.75\%$$

Esta eficiencia es menor a la reportada (medida) por el Departamento de Química Aplicada de la Escuela Politécnica Nacional (79.6%) porque la calculada toma en cuenta el calor neto que se transmite al vapor, en cambio la otra considera el calor que se queda en la cámara de combustión sin estimar las pérdidas que se producirán en las partes metálicas de la caldera. Una eficiencia del generador de vapor del 76.75% es aceptable tomando en cuenta los años y el régimen de funcionamiento de la caldera.

4.1.4 PÉRDIDAS DE VAPOR

Considerando los 16 años de funcionamiento de la red de vapor, la eficiencia del diseño original puede haber variado. En este sentido, una medida a tomar es la elaboración del plano de la instalación actual (plano TE-LV-T01, anexo 2) y sobre él estudiar su trazado, el dimensionado (caídas de presión y velocidades de vapor) y las pérdidas de calor originadas por la falta de aislamiento.

El dimensionamiento de las tuberías depende de los factores iniciales:

- Presión inicial y caída total.
- Velocidad máxima del vapor permitida
- Longitud equivalente del recorrido desde la fuente hasta la última unidad atendida por el vapor.

Análisis del trazado de la línea de vapor

- **Distribuidor**



Figura 4.1 Distribuidor de vapor del área de tintorería

Se puede observar en el plano de la instalación y en la figura 4.1 que existe un distribuidor de vapor del cual se destacan las siguientes características:

Tramo:	4-5-6 (anexo 2, plano TE-LV-T01)
Longitud del distribuidor:	2.5 m
Diámetro nominal:	5"
Puntos de distribución:	5 (figura 4.1)

En uso:	2
Posible expansión:	3
Retorno de condensado:	No tiene
Aislamiento:	Lana de vidrio de 1" con revestimiento de aluminio de 0.7 mm de espesor

La presencia del distribuidor facilita la conducción del vapor a los diferentes destinos de consumo, reduce el número de tuberías secundarias y, si el proceso de tintorería exigiera el uso de nuevas líneas de vapor, disminuirían las interrupciones por la instalación de estas nuevas tuberías porque se dispone de puntos de distribución para posibles expansiones.

Por otra parte, el diámetro del distribuidor está dentro de lo recomendado (de 4" a 6"). Además, el aislante empieza a mostrar quemaduras porque la última vez que se lo cambió fue hace ocho años y es posible que su eficiencia para reducir las pérdidas de calor haya disminuido.

- **Línea principal**

Corresponde a los puntos 1-2-3-4-5-6-7-8-9-10-11-12-13-14-15-16 del plano TE-LV-T01. Estas líneas presentan las características descritas en la tabla 4.3.

Tabla 4.3 Características de la línea principal de la red de distribución de vapor del área de tintorería

Tramo	φ actual (pulg)	Longitud (m)	Aislante	
			Sí	No
1-2-3-4	3½	3.9	√	
4-5-6	5	2.5	√	
6-7-8-9-10-11-12	3½	25.6	√	
12-13-14	3½	8.1		√
14-15-16	2	11.2	√	
Longitud total (m)		51.3		

Fuente: anexo 2 (plano TE-LV-T01)

Considerando las longitudes de las líneas, se puede calcular el porcentaje de tuberías sin aislante:

$$\frac{\text{Longitud de tramos sin aislante}}{\text{Longitud total de la línea principal}} \times 100 = \frac{8.1 \text{ m}}{51.3 \text{ m}} \times 100 = 15.79\%$$

Por lo tanto, el 15.79% de la línea principal no tienen aislamiento. La lana de vidrio de 1" con recubrimiento de aluminio de 0.7 mm de espesor, tiene más de siete años de vida útil. Además, en ciertos sitios se nota que está deteriorada e incluso en algunos tramos está quemada o despedazada. Todo esto contribuye a que la eficiencia del aislante para reducir las pérdidas caloríficas disminuya, lo que trae consigo el aumento de la tasa de transferencia de calor, con las consecuentes pérdidas energéticas y económicas.

En lo que respecta a la presencia de purgadores (trampas de vapor) en la línea principal, la tabla 4.4 resume los resultados de las inspecciones visuales realizadas con ayuda del jefe de mantenimiento de Textil Ecuador.

El tipo de purgador que se utiliza, de boya cerrada, es adecuado porque trabaja perfectamente tanto en condiciones de presión máxima (gran cantidad de condensado) como en condiciones normales de trabajo.

Tabla 4.4 Trampas de vapor en la línea principal de la red de distribución de vapor del área de tintorería

Código según plano	Tramo	Observación	Descarga
A	7-8	Se encuentra en buen estado	A la red de retorno
B	11-12	Se encuentra en buen estado	A la red de retorno

Fuente: anexo 2 (plano TE-LV-T01)

Las dos trampas de vapor, denominadas con las letras A y B en el plano de la instalación, son las necesarias porque se recomienda¹ colocar puntos de purga en tramos rectos horizontales cada 50 o 100 m de la línea principal para evitar la presencia de obturaciones por acumulación de condensado (lo que causa los golpes de ariete y la reducción de la superficie efectiva de intercambio térmico). En la tabla 4.3 se tiene la longitud total de la línea principal (51.3 m), por lo tanto, un purgador, B, sería suficiente, sin embargo, existe una trampa de vapor en el tramo 7-8 porque la tubería está inclinada 45° con respecto a la vertical y puede acumularse condensado en el extremo inferior de esa línea.

¹ MAVECO DE EDICIONES, Técnicas de la energía y sus recursos, vol. 5, pág.:303.

Otro punto importante es lo concerniente a la presencia de eliminadores o purgadores de aire porque cuando fluye el vapor por la tubería, el aire que se encuentra en su interior es desplazado hacia la extremidad más alejada y debe eliminarse lo más rápido posible para que no dificulte el paso del vapor. Sin embargo, no existen este tipo de purgadores en la línea principal de la red. Lo más aconsejable sería colocar un purgador de aire al final de los tramos 7-8, 9-10 y 14-15 porque son los lugares donde se producen cambios de dirección de la línea principal y la posible acumulación de la mayor cantidad de aire. De esta manera se reducen las pérdidas de presión provocadas por el aire.

- **Línea de suministro**

Las tuberías encargadas de transportar el vapor a los diferentes puntos de consumo, presentan las características mostradas en la tabla 4.5 en lo referente al diámetro actual, el destino de consumo y si tienen o no aislante.

Tabla 4.5 Características de la línea de suministro de la red de distribución de vapor del área de tintorería

Tramo	φ actual (pulg)	Longitud (m)	Destino de consumo	Aislante	
				Sí	No
9-17-18	3½	11.2	Fular	√	
12-24-25	2	5.8			√
11-19-20-21	3	10.2	Rama secadora	√	
19-22-23	3	2.3		√	
24-26-27-28-29	2	8.5	Giguell 1		√
27-30-31	2	5.5	Giguell 2		√
30-32-33	2	6.2	Giguell 3		√
13-34-35-36	3	11.5	Engomadora 1		√
35-37	3	2.0	Engomadora 2		√
14-38	2½	14.2	--		√
38-39-43-45-46-47-48	2	16.6	Giguell 4		√
39-40-41-42-43	2	9.0	Giguell 5		√
38-49-50-51-52-53-54	2	16.6	Giguell 6		√
49-55-56-57-58-59-60-61-62	2	21.7	Maracarola 1		√
61-63-64-65-66-67-68-69	2	14.7	Maracarola 2		√
68-70-71-72-73-74	2	8.9	Sec. de tambores		√
73-75-76-77	2	7.8	Cuarto de secado		√
16-75	2	3.2			√
16-78-79-80-81	2	14.8	Calandra	√	
5-82-83-84-85	½	30.1	Giguell 4, 5 y 6	√	
Longitud total (m)		220.8			

Fuente: anexo 2 (plano TE-LV-T01)

El porcentaje de las líneas de tubería secundaria sin aislante, lana de vidrio de 1" con recubrimiento de aluminio de 0.7 mm de espesor, es:

$$\frac{\text{Longitud de tramos sin aislante}}{\text{Longitud total de la línea de suministro}} \times 100 = \frac{152.2 \text{ m}}{220.8 \text{ m}} \times 100 = 68.93\%$$

Por consiguiente, el 68.93% de la línea de derivación no está aislada, y en la mayoría de las tuberías que tienen aislante, la lana de vidrio está deteriorada, quemada o despedazándose, aumentando pérdidas energéticas y económicas.

Respecto a la existencia de trampas de vapor en la línea de suministro, en la tabla 4.6 se exponen los resultados de las inspecciones realizadas.

Tabla 4.6 Trampas de agua en la línea de suministro de la red de distribución de vapor del área de tintorería

Código	Tramo	Observación	Descarga
C	17-18	Se encuentra en buen estado	A la red de retorno
D	24-25	Se encuentra en buen estado	A la red de retorno
E	11-19	Fuera de servicio	A la red de retorno
F	35-37	Se encuentra en buen estado	A la red de retorno
G	35-36	Se encuentra en buen estado	A la red de retorno
H	27-28	Se encuentra en buen estado	A la red de retorno
I	14-38	Perdiendo vapor	A la red de retorno
J	42-43	Se encuentra en buen estado	A la atmósfera
K	40-41	Se encuentra en buen estado	A la atmósfera
L	47-48	Se encuentra en buen estado	A la atmósfera
M	45-46	Se encuentra en buen estado	A la atmósfera
N	53-54	Se encuentra en buen estado	A la atmósfera
O	51-52	Se encuentra en buen estado	A la atmósfera
P	49-55	Perdiendo vapor	A la red de retorno
Q	58-59	Perdiendo vapor	A la red de retorno
R	65-66	Perdiendo vapor	A la red de retorno
S	70-71	Perdiendo vapor	A la red de retorno
T	73-75	Fuera de servicio	A la red de retorno
U	78-79	Fuera de servicio	A la red de retorno
V	84-85	Se encuentra en buen estado	A la atmósfera

Fuente: anexo 2 (plano TE-LV-T01)

De la tabla anterior se destacan las siguientes conclusiones:

Total de purgadores en la línea de suministro: 20
 Purgadores fuera de servicio: 3 (15.00%)

Purgadores en funcionamiento:	17 (85.00%)
En buen estado:	12 (70.59%)
Perdiendo vapor:	5 (29.41%)
Descargan a la atmósfera:	7 (41.18%)
Descargan a la red de retorno:	10 (58.82%)
Tipo de purgadores:	de boya cerrada
Mantenimiento de la red y de los purgadores:	una vez al año

Todos los purgadores están ubicados en sitios adecuados para asegurar la separación del condensado en la línea de derivación. La pérdida que se tiene con los purgadores que descargan a la atmósfera es inevitable ya que en las máquinas Giguell (proceso de blanqueo y tinturado) el vapor se mezcla con ciertos químicos y pigmentos y no conviene que retornen al tanque de condensado ya que pueden acelerar la corrosión en las tuberías y aumentar la dureza, los sólidos totales disueltos y los sólidos en suspensión en el condensado y provocar problemas en la caldera.

Por otro lado, se cree conveniente reemplazar los tres purgadores que se encuentran fuera de servicio ya que tienen descarga a la red de retorno y se podrían obtener beneficios energéticos. De igual forma resulta adecuado sustituir los cinco separados en los que se están produciendo pérdidas de vapor. Además, no se alcanzaría en su verdadera magnitud el objetivo del ahorro energético si no se efectúa la revisión periódica de la red y el mantenimiento preventivo de los purgadores como mínimo cada seis meses.

Resulta complicado evaluar cuantitativa y monetariamente las pérdidas de energía por causa de purgadores en mal estado o la falta de estos, sin embargo, un método muy preciso para determinar la cantidad neta de agua de reposición a la caldera por cada hora, o el porcentaje de condensado recuperado, se puede determinar mediante la comparación del análisis del agua del condensado y del agua de alimentación. En la comparación de estos dos flujos de agua se puede determinar la cantidad de condensados recuperados en el sistema. Del análisis de las aguas de la caldera (anexo 5), se sabe que el agua de condensados contiene 113 ppm de TDS (sólidos

totales disueltos) y el agua de alimentación 275 ppm de TDS, esto indica que el retorno de condensados es:

$$\text{Retorno de condensados} = \frac{113 \text{ ppm}}{275 \text{ ppm}} \times 100 = 41.10\%$$

De acuerdo con el operador de la caldera y los representantes de la empresa AWT, encargados de realizar los análisis de las aguas en Textil Ecuador, este porcentaje de retorno es aceptable dados los años de funcionamiento de la instalación y las exigencias del proceso a eliminar condensado a la atmósfera, no obstante, se considera que este valor puede ser mejorado.

Finalmente, en lo relacionado con los eliminadores de aire, no se observó la existencia de este tipo de purgadores en la línea de derivación, ignorándose las consecuencias que puede traer este descuido. Por lo tanto, se recomienda colocar purgadores de aire en las extremidades más alejadas de algunos tramos de las tuberías donde se presentan cambios de dirección como en las secciones 11-19, 13-34, 14-38, 49-55, 73-75 y 16-78. De esta forma se elimina el aire de las tuberías para que no dificulte el paso del vapor.

Comprobación del dimensionamiento de las líneas de vapor

Con base en el plano de la instalación actual, se procede a comprobar si el dimensionado de las tuberías es el apropiado. Para esto se calcularán las caídas de presión y la velocidad del vapor en cada tramo de la línea, tanto principal como de suministro, y la mayor caída de presión en la instalación, luego se compararán estos valores con las recomendaciones para el diseño de este tipo de tuberías y se podrán emitir conclusiones y sugerencias respecto al dimensionamiento que se tiene actualmente.

Primeramente se va a comprobar el diseño de la línea principal (tramo 1-2-3-4-5-6-7-8-9-10-11-12-13-14-15-16). Para determinar la caída de presión se utiliza la gráfica para el dimensionamiento de la tubería² (anexo 7), con base a los siguientes datos:

² ASHRAE Fundamentals

Presión de funcionamiento inicial:	893.56 <i>kPa</i> (129.6 <i>psig</i>)
Flujo de masa de vapor:	1778.08 <i>kg/h</i> (3920 <i>lbm/h</i>)
Diámetro nominal de la tubería principal:	3½"

En el anexo 7 se explica la forma en que se empleó el diagrama, obteniéndose una caída de presión de 0.5 *psi* por cada 100 *pie* (30.48 *m*) de longitud equivalente de tubería. Para determinar la caída de presión total es necesario encontrar la longitud de tubería equivalente, así:

Longitudes equivalentes de tuberías por los accesorios (anexo 7):

3 codos de 90° de 3½":	3 x 1.8 = 5.4 <i>m</i>
1 codo de 90° de 2":	1 x 1.0 = 1.0 <i>m</i>
2 codos de 45° de 3½":	2 x 1.4 = 2.8 <i>m</i>
1 T de 3½" sin reducción:	1 x 1.8 = 1.8 <i>m</i>
4 T reductoras de 3½":	4 x 2.4 = 9.6 <i>m</i>
1 T de 2" sin reducción:	1 x 1.0 = 1.0 <i>m</i>
1 válvula esférica de 3½":	1 x 30.5 = 30.5 <i>m</i>
Longitud real de la tubería:	<u>51.3 <i>m</i></u>
Longitud total de tubería equivalente:	103.4 <i>m</i>

Por lo tanto, la caída de presión en la línea principal resulta ser:

$$\text{Caída de presión tubería principal} = \frac{0.5 \times 103.4}{30.48} = 1.70 \text{ psi}$$

La línea principal de un sistema de vapor de alta presión (140 *psia*), como en este caso, se debe dimensionar³ para una caída de presión total entre 25 a 30 *psi*. Por lo tanto, la caída de presión calculada es menor al límite permisible. Se concluye, por tanto, que la tubería principal está sobredimensionada y se puede proponer un diseño con tuberías de menor diámetro, que representen un menor costo inicial y aseguren un adecuado funcionamiento de la instalación. Esto se propondrá en el siguiente capítulo, para lo cual también es necesario conocer la velocidad del vapor y la caída de presión en cada tramo de la línea

³ ASHRAE Fundamentals

principal. En la tabla 4.7 se muestran estos valores y luego se presenta un ejemplo de cálculo.

Tabla 4.7 Caídas de presión y velocidades de flujo en la tubería principal de vapor del área de tintorería

Tramo	1-2-3-4	6-7-8-9	9-10-11	11-12	12-13	13-14	14-15-16
ϕ (pulg)	3½	3½	3½	3½	3½	3½	2
L eq (m)	34.1	4.60	4.20	2.40	2.40	2.40	2.00
L real (m)	3.9	12.79	11.60	1.75	6.25	1.85	11.20
L tot eq (m)	38	17.39	15.80	4.15	8.65	4.25	13.20
ΔP psi	0.62	0.29	0.26	0.07	0.14	0.07	0.22
P psig	128.98	128.69	128.43	128.36	128.22	128.15	127.94
\dot{m} lbm/h	3920.0	3688.5	3523.2	3170.4	2498.0	2101.2	359.5
A (pie ²)	0.0617	0.0617	0.0617	0.0617	0.0617	0.0617	0.0205
v_g (pie ³ /lbm)	3.236	3.244	3.250	3.251	3.255	3.256	3.261
V (pie/min)	3424.0	3229.7	3090.7	2782.7	2194.7	1847.0	952.9
V (m/s)	17.39	16.41	15.70	14.14	11.15	9.38	4.84

Fuente: anexo 7 (Longitudes de tubería equivalentes) y anexo 2 (plano TE-LV-T01)

Ejemplo de cálculo de la tabla 4.7

Tramo: 9-10-11 (anexo 2, plano TE-LV-T01)

Diámetro nominal (ϕ): 3½"

Longitudes de tubería equivalentes (anexo 7):

$$1 \text{ codo de } 90^\circ \text{ de } 3\frac{1}{2}": 1 \times 1.8 = 1.8 \text{ m}$$

$$1 \text{ T reductoras de } 3\frac{1}{2}": 1 \times 2.4 = 2.4 \text{ m}$$

Longitud real de la tubería (L real): 11.6 m

Longitud total de tubería equivalente (L tot eq): 15.8 m

Caída de presión en la línea principal: 0.5 psi por cada 30.48 m de longitud equivalente de tubería

$$\text{Caída de presión total en el tramo } (\Delta P) = \frac{0.5 \times 15.8}{30.48} = 0.26 \text{ psi}$$

Presión al inicio del tramo: $P_{6-7-8-9} = 128.69 \text{ psig}$ (139.09 psia)

Presión al final del tramo (P) = 128.69 – 0.26 = 128.36 psig (138.83 psia)

La velocidad del fluido (V) se la encuentra mediante la siguiente ecuación:

$$V = \frac{\dot{m}}{A} \times v_g \quad (4-8)$$

Donde,

$$\begin{aligned} \dot{m} &= \text{Caudal de consumo}^4 = && 3523.2 \text{ lbm/h (58.72 lbm/min)} \\ A &= \text{Área de flujo (anexo 7)} = && 0.0617 \text{ pie}^2 \\ v_g &= \text{volumen específico} = v_{g@138.83 \text{ psia}} = && 3.250 \text{ pie}^3/\text{lbm} \end{aligned}$$

$$V = \frac{58.72}{0.0617} \times 3.250 = 3090.7 \frac{\text{pie}}{\text{min}} = 15.7 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

La velocidad máxima determinada para una operación estable del vapor debe estar entre 40 a 60 m/s (8000 a 12000 pie/min) con una máxima de 75 m/s (15000 pie/min)⁵. La velocidad calculada en los diferentes tramos (tabla 4.7) se encuentra por debajo de los valores recomendados, lo cual significa que la tubería principal está sobredimensionada.

En cuanto a la comprobación del diseño de la tubería de suministro, se debe tener en cuenta la relación entre la operación silenciosa, eficiente y el coste inicial. Para determinar si las caídas de presión y la velocidad en estas líneas son aceptables, es necesario conocer cuál es la presión en cada punto de la tubería principal, de la cual se derivan las líneas de suministro (tabla 4.7).

Conociendo la presión relativa en cada punto de la tubería principal, la presión tomada en los manómetros de los diferentes puntos de consumo y los caudales de diseño, se puede determinar si la caída de presión y las velocidades del flujo en las tuberías de derivación se encuentran dentro de los límites recomendados para un funcionamiento adecuado. En la tabla 4.8 se determinan estos valores.

⁴ Caudal de diseño. Fuente: Textil Ecuador

⁵ ASHRAE Fundamentals

Tabla 4.8 Caídas de presión y velocidades de flujo en las tuberías de suministro de vapor del área de tintorería

Tramo	ϕ pulg	Destino	Presión psig	ΔP psi	L equi m	L real m	L total equi m	ΔP psi/30.48m	Caudal diseño lbm/h	Volumen específico pie ³ /lbm	Área de flujo pie ²	Velocidad del flujo pie/min	Velocidad del flujo m/s
9-17-18	3½	Fular	124.2	4.44	34.1	11.2	45.30	2.989	165.3	3.348	0.06174	149.5	0.76
12-24-25	2		123.1	5.22	36.4	5.8	42.20	3.767	143.3	3.374	0.02051	392.9	2.00
11-19-20-21	3	Rama secadora	122.7	5.68	30.6	10.2	40.80	4.246	352.7	3.838	0.0459	491.6	2.50
11-19-22-23	3		122.5	5.88	30.6	10.2	40.80	4.395		3.389	0.0459	434.0	2.20
24-26-27-28-29	2	Giguell 1	121.9	6.42	39.4	11.3	50.70	3.857	176.4	3.403	0.02051	487.7	2.48
27-30-31	2	Giguell 2	121.5	6.82	39.4	11.8	51.20	4.057	176.4	3.412	0.02051	489.0	2.48
30-32-33	2	Giguell 3	119.4	8.92	40.4	16	56.40	4.818	176.4	3.462	0.02051	496.2	2.52
13-34-35-36	3	Engomadora 1	115.0	13.17	55.8	11.5	67.30	5.966	209.4	3.583	0.0459	272.5	1.38
35-37	3	Engomadora 2	115.7	12.47	55.8	8.9	64.70	5.876	187.4	3.563	0.0459	242.5	1.23
38-39-43-45-46-47-48	2	Giguell 4	111.7	16.40	55.9	30.75	86.65	5.770	242.5	3.673	0.02051	723.8	3.68
39-40-41-42-43	2	Giguell 5	109.8	18.30	56.9	27.25	84.15	6.630	242.5	3.725	0.02051	734.0	3.73
38-49-50-51-52-53-54	2	Giguell 6	110.5	17.60	40.4	30.75	71.15	7.541	242.5	3.705	0.02051	730.2	3.71
49-55-56-57-58-59-60-61-62	2	Marcarola 1	105.1	23.00	90.9	39.65	130.55	5.371	264.6	3.874	0.02051	832.9	4.23
61-63-64-65-66-67-68-69	2	Marcarola 2	101.8	26.30	94.4	44.35	138.75	5.778	264.6	3.980	0.02051	855.7	4.35
68-70-71-72-73-74	2	Sec. tabor	102.4	25.70	80.4	43.3	123.70	6.333	297.6	3.961	0.02051	958.0	4.87
73-75-76-77	2	Cuarto secado	97.2	30.90	48.4	46.25	94.65	9.952	304.4	4.143	0.02051	1024.8	5.21
16-75-76-77	2		97.2	30.69	20.9	6.65	27.55	33.951		4.143	0.02051	1024.8	5.21
16-78-79-80-81	2	Calandra	115.6	12.29	21.9	14.8	36.70	10.205	242.5	3.566	0.02051	702.8	3.57
5-82-83-84-85	½	Giguell 4, 5 y 6	118.9	9.79	6.3	30.1	36.39	8.201	231.5	3.476	0.001625	8253.0	41.93

Fuente: Textil Ecuador, anexo 7 (Longitudes de tubería equivalentes y Tablas de propiedades) y anexo 2 (plano TE-LV-T01)

Ejemplo de cálculo de la tabla 4.8

Tramo:	13-34-35-36 (anexo 2, plano TE-LV-T01)
Diámetro nominal:	3"
Destino de consumo:	Engomadora 1
Presión de inicio (P_o):	128.17 <i>psig</i> (138.57 <i>psia</i>)
Presión de destino (P_d):	115.0 <i>psig</i> (125.4 <i>psia</i>)
Longitudes de tubería equivalentes (anexo 7):	
1 codo de 90° de 3":	1 x 1.5 = 1.5 <i>m</i>
1 T de 3" sin reducción:	1 x 1.5 = 1.5 <i>m</i>
1 T reductoras de 3½":	1 x 2.4 = 2.4 <i>m</i>
2 válvulas esféricas de 3":	2 x 25.2 = 30.5 <i>m</i>
Longitud real de la tubería:	<u>11.5 <i>m</i></u>
Longitud total de tubería equivalente:	67.3 <i>m</i>

$$\text{Caída de presión total en el tramo} = P_o - P_d = 13.17 \text{ psi}$$

Para determinar si se encuentra dentro de los valores recomendados, es necesario calcular la caída de presión por cada 100 *pie* (30.48 *m*) de longitud equivalente y comparar:

$$\frac{13.17 \times 30.48}{67.3} = 5.966 \text{ psi por cada } 30.48 \text{ m de longitud equivalente}$$

De manera similar a lo realizado en la línea principal, aplicando la ecuación 4-8, se determina la velocidad del fluido (V) en cada tramo de la línea de derivación:

$$\begin{aligned} \dot{m} &= \text{Caudal de consumo}^6 = 95 \text{ kg/h (209.4 lbm/h = 3.49 lbm/min)} \\ A &= \text{Área de flujo (anexo 7)} = 0.04590 \text{ pie}^2 \\ v_g &= \text{volumen específico} = v_{g@125.4 \text{ psia}} = 3.583 \text{ pie}^3/\text{lbm} \end{aligned}$$

$$V = \frac{3.49}{0.04590} \times 3.583 = 272.5 \frac{\text{pie}}{\text{min}} = 1.38 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

En las líneas de suministro, un punto de compromiso aceptable se encuentra en dimensionar la tubería de derivación para velocidades entre 15 y 60 m/s

⁶ Caudal de diseño para la engomadora 1

(3000 *pie/min* y 12000 *pie/min*). Si se subdimensiona la tubería para velocidades superiores a 101 *m/s*, el sistema puede producir golpe de ariete. El rango de caídas admisibles para estas tuberías es de 2 a 10 *psi* por cada 100 *pie* (30.48 *m*) de longitud equivalente⁷.

Por consiguiente, los resultados de la tabla 4.8 determinan que las caídas de presión están dentro de las recomendaciones de diseño. Sin embargo, las velocidades de flujo de vapor en todas las líneas de suministro son bajas en comparación con las permisibles. Por lo tanto, se concluye que las tuberías de suministro están sobredimensionadas y es factible proponer un nuevo diseño para que cumpla con las caídas de presión y velocidades de flujo admisibles.

En lo que respecta a la mayor caída de presión en la instalación de vapor, esta se produce desde la salida de vapor de la caldera hasta el cuarto de secado, correspondiendo al tramo 1-2-3-4-5-6-7-8-9-10-11-12-13-14-38-49-55-56-58-61-63-65-68-70-73-75-76-77. Esta sección se compone de una parte de la línea principal (1-2-3-4-5-6-7-8-9-10-11-12-13-14), así como de una de las líneas de suministro que conducen el vapor hasta el cuarto de secado (14-38-49-55-56-58-61-63-65-68-70-73-75-76-77). De tal manera que a continuación se analiza esta caída de presión máxima y se determina si está dentro de las recomendaciones de diseño.

Sección de mayor caída de presión: 1-2-3-4-5-6-7-8-9-10-11-12-13-14-38-49-55-56-58-61-63-65-68-70-73-75-76-77

Presión a la salida de la caldera: 129.6 *psig* (140 *psia*)

Presión en el cuarto de secado: 97.2 *psig* (107.6 *psia*)

Caída de presión total: 32.4 *psi*

Longitudes de tubería equivalentes (anexo 7):

3 codos de 90° de 3½": 3 x 1.8 = 5.4 *m*

2 codos de 45° de 3½": 2 x 1.4 = 2.8 *m*

2 codos de 90° de 2": 2 x 1.0 = 2.0 *m*

1 T de 3½" sin reducción: 1 x 1.8 = 1.8 *m*

⁷ Grimm N.R., Rosaler R.C., Manual de diseño de calefacción, ventilación y aire acondicionado, págs.: 5.6 y 5.7

4 T reductoras de 3½":	4 x 2.4 = 9.6 m
1 T reductora de 2½":	1 x 1.7 = 1.7 m
8 T de 2" sin reducción:	8 x 1.0 = 8.0 m
1 válvula esférica de 3½":	1 x 30.5 = 30.5 m
1 válvula esférica de 2½":	1 x 20.7 = 20.7 m
2 válvulas esféricas de 2":	2 x 16.5 = 33.0 m
Longitud real de la tubería:	<u>86.4 m</u>
Longitud total de tubería equivalente:	201.9 m

Con estos datos, se puede calcular la caída de presión por cada 100 *pie* (30.48 *m*) de longitud equivalente y comparar con los rangos recomendados:

$$\frac{32.4 \times 30.48}{201.9} = 4.9 \text{ psi por cada } 30.48 \text{ m de longitud equivalente}$$

La caída de presión en una instalación de vapor de alta presión (140 *psia*), debe estar entre 2 y 10 *psi* por cada 100 *pie* (30.48 *m*) de longitud equivalente de tubería⁸. En definitiva, el dimensionamiento de la instalación actual, pese a los años de trabajo, cumple con las recomendaciones de caídas de presión admisibles, tanto en la línea principal, línea secundaria y la mayor caída en la red de distribución. Sin embargo, las velocidades de vapor están por debajo de los límites permisibles porque las tuberías están sobredimensionadas.

En el siguiente capítulo se va a proponer un diseño de la red, disminuyendo los diámetros de las tuberías, pero asegurando que las caídas de presión y las velocidades de flujo cumplan con los rangos admisibles.

Cálculo de las pérdidas de calor en las líneas de distribución de vapor

Las pérdidas de calor en las líneas de distribución de vapor se producen por conducción, por convección natural y por radiación. Desde ese punto de vista, se aplicarán las ecuaciones y métodos de la transferencia de calor para determinar dichas pérdidas. Sin embargo, es necesario aclarar que muchos de los tramos no están aislados y es, precisamente, en estos en los que se

⁸ Grimm N.R., Rosaler R.C., Manual de diseño de calefacción, ventilación y aire acondicionado, pág.: 5.7

encontrarán las mayores pérdidas de calor y, por consiguiente, las oportunidades de mejora.

Debido a la complejidad y a la cantidad de ecuaciones y datos involucrados en la determinación de estas pérdidas, es necesario, dividir las líneas de vapor en tramos (plano TE-LV-T01, anexo 2), y mediante una hoja de cálculo, presentada en el anexo 8, se determina tramo por tramo, la rata de transferencia de calor que se pierde en toda la red de distribución, aplicando el método de la analogía eléctrica⁹. A continuación se presenta este método en tres de estas secciones para ejemplificar los cálculos realizados en el anexo 8, debido a que las ecuaciones de la convección natural dependen de la posición de la tubería, es decir, si está horizontal, vertical o inclinada.

Cálculo de las pérdidas de calor en el tramo 1-2 (tubería vertical)

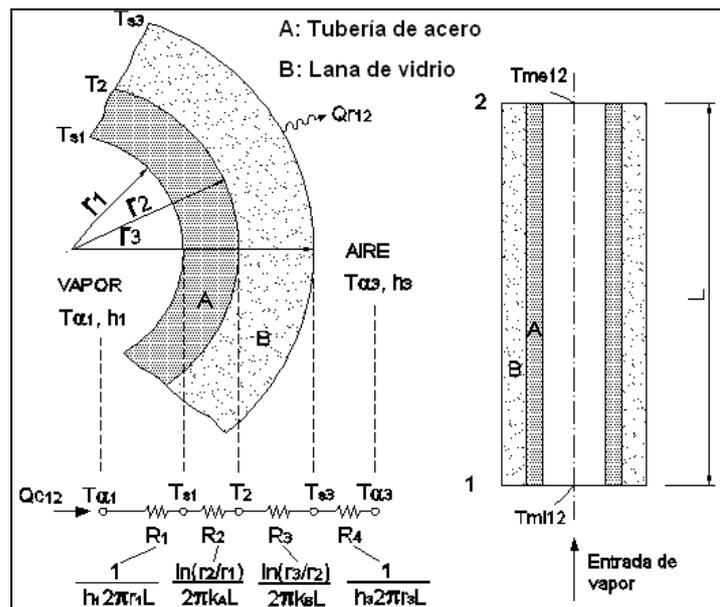


Figura 4.2 Pérdidas de calor en el tramo 1-2 de las líneas de vapor del área de tintorería

Esta parte de la red corresponde a una tubería vertical de 3½" recubierta con lana de vidrio de 1". La pérdida de calor total se lo puede apreciar en la figura 4.2 y su valor se lo calcula mediante la siguiente expresión:

⁹ Incropera F.P. Fundamentos de transferencia de calor, pág.: 92

$$Q_{12} = Q_{c12} + Q_{r12} \quad (4-9)$$

Donde, Q_c = pérdida de calor por conducción y por convección natural
 Q_r = pérdida de calor de calor por radiación

Para determinar las pérdidas, se requieren los siguientes datos:

$$k_A := 51.9 \frac{W}{m \cdot K} \quad \text{Conductividad térmica del acero}$$

$$k_B := 0.046 \frac{W}{m \cdot K} \quad \text{Conductividad térmica de la lana de vidrio}$$

$$T_{\alpha 1} := 180 + 273 \quad T_{\alpha 1} = 453 \text{ K}$$

$$T_{s1} := 150 + 273 \quad T_{s1} = 423 \text{ K}$$

$$T_{\alpha 3} := 20 + 273 \quad T_{\alpha 3} = 293 \text{ K}$$

$$T_{s3} := 59.8 + 273 \quad T_{s3} = 332.8 \text{ K}$$

$$D_1 := 0.0854 \text{ m} \quad r_1 := \frac{D_1}{2} \quad r_1 = 0.043 \text{ m}$$

$$D_2 := 0.1016 \text{ m} \quad r_2 := \frac{D_2}{2} \quad r_2 = 0.051 \text{ m}$$

$$e_B := 0.0254 \text{ mm} \quad \text{Espesor del aislante}$$

$$r_3 := r_2 + e_B \quad r_3 = 0.076 \text{ m}$$

$$D_3 := 2 \cdot r_3 \quad D_3 = 0.152 \text{ m}$$

$$g := 9.7799 \frac{m}{s^2} \quad \text{Aceleración de la gravedad en la línea ecuatorial}$$

$$L := 0.45 \text{ m} \quad \text{Plano TE-LV-T01 del anexo 2}$$

Cálculo de la Resistencia R1:

$$T_{mi12} := \frac{T_{\alpha 1} + T_{s1}}{2} \quad \text{Temperatura media del vapor al ingreso a la tubería}$$

$$T_{mi12} = 438 \text{ K}$$

Con el valor de T_{mi12} , se obtienen las siguientes propiedades del vapor de agua en la tabla correspondiente (anexo 7):

$$T_{mi12} = 438 \text{ K} \left\{ \begin{array}{ll} k := 28.99 \cdot 10^{-3} \frac{W}{m \cdot K} & \text{Conductividad térmica del vapor} \\ \nu := 29.95 \cdot 10^{-6} \frac{m^2}{s} & \text{Viscosidad cinemática del vapor} \\ Pr := 1.0172 & \text{Número de Prandtl} \\ c_p := 1.9882 \frac{kJ}{kg \cdot K} & \text{Calor específico del vapor} \end{array} \right.$$

$$\beta_1 := \frac{1}{T_{mi12}}$$

$$\beta_1 = 2.283 \times 10^{-3} \frac{1}{K}$$

β es el coeficiente volumétrico de expansión térmica

Para tuberías verticales (L), los números de Grashof (GrL) y Nusselt (NuL), necesarios para calcular el coeficiente de transferencia de calor por convección natural, hL , se los encuentra mediante las siguientes expresiones¹⁰:

$$GrL := \frac{g \cdot \beta_1 \cdot (T_{\alpha 1} - T_{s1}) \cdot L^3}{\nu^2} \quad (4-10)$$

$$GrL = 6.819 \times 10^7$$

El número de Grashof juega el mismo papel en la convección libre que el número de Reynolds en la convección forzada, es decir, indica la razón de las fuerzas de empuje a las fuerzas viscosas que actúan sobre el fluido¹¹.

El número de Nusselt es el gradiente de temperatura adimensional en la superficie de la tubería¹².

¹⁰ Holman J.P. Transferencia de calor, págs.: 308-319.

¹¹ Incropera F.P. Fundamentos de transferencia de calor, pág.: 487.

¹² Incropera F.P. Fundamentos de transferencia de calor, pág.: 320.

$$NuL := \left[0.825 + \frac{0.387 \cdot (GrL \cdot Pr)^{\frac{1}{6}}}{\left[1 + \left(\frac{0.492}{Pr} \right)^{\frac{9}{16}} \right]^{\frac{8}{27}}} \right]^2 \quad (4-11)$$

$$NuL = 57.307$$

El coeficiente de transferencia de calor por convección, hL , queda:

$$h1 := \frac{k}{L} \cdot NuL \quad (4-12)$$

$$h1 = 3.692 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

La resistencia R1 se la calcula mediante la siguiente ecuación:

$$R1 := \frac{1}{h1 \cdot \pi \cdot D1 \cdot L} \quad (4-13)$$

$$R1 = 2.244 \frac{K}{W}$$

Cálculo de la Resistencia R2:

$$R2 := \frac{\ln\left(\frac{r2}{r1}\right)}{2 \cdot \pi \cdot kA \cdot L} \quad (4-14)$$

$$R2 = 1.184 \times 10^{-3} \frac{K}{W}$$

Cálculo de la Resistencia R3:

$$R3 := \frac{\ln\left(\frac{r3}{r2}\right)}{2 \cdot \pi \cdot kB \cdot L} \quad (4-15)$$

$$R3 = 3.117 \frac{K}{W}$$

Cálculo de la Resistencia R4:

Se aplican las mismas ecuaciones de la convección natural que en el caso de la resistencia $R1$, con la diferencia de que el medio en $R4$, es aire:

$$T_{mi312} := \frac{T_{\alpha 3} + T_{s3}}{2} \quad \text{Temperatura media del aire}$$

$$T_{mi312} = 312.9 \text{ K}$$

$$\beta_3 := \frac{1}{T_{mi312}} \quad \beta_3 = 3.196 \times 10^{-3} \text{ K}^{-1}$$

Con el valor de T_{mi312} , se encuentran las siguientes propiedades del aire en la tabla correspondiente (anexo 7):

$$T_{mi312} = 312.9 \text{ K} \left\{ \begin{array}{l} k_3 := 27.25 \cdot 10^{-3} \frac{W}{m \cdot K} \quad \text{Conductividad térmica del aire} \\ \nu_3 := 17.188 \cdot 10^{-6} \frac{m^2}{s} \quad \text{Viscosidad cinemática del aire} \\ Pr_3 := 0.70519 \quad \text{Número de Prandtl} \\ cp_3 := 1.0075 \frac{kJ}{kg \cdot K} \quad \text{Calor específico del aire} \end{array} \right.$$

$$GrL3 := \frac{g \cdot \beta_3 \cdot (T_{s3} - T_{\alpha 3}) \cdot L^3}{\nu_3^2} \quad GrL3 = 3.845 \times 10^8$$

$$NuL3 := \left[0.825 + \frac{0.387 \cdot (GrL3 \cdot Pr_3)^{\frac{1}{6}}}{\left[1 + \left(\frac{0.492}{Pr_3} \right)^{\frac{9}{16}} \right]^{\frac{8}{27}}} \right]^2$$

$$NuL3 = 82.344$$

$$h3 := \frac{k3}{L} \cdot NuL3 \qquad h3 = 4.986 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

$$R4 := \frac{1}{h3 \cdot \pi \cdot D3 \cdot L} \qquad R4 = 0.931 \frac{K}{W}$$

La pérdida de calor por conducción y convección (Q_c) en este tramo será:

$$Q_{c12} := \frac{T_{\alpha 1} - T_{\alpha 3}}{R1 + R2 + R3 + R4} \qquad (4-16)$$

$$Q_{c12} = 25.425 \text{ W}$$

Para encontrar la pérdida de calor por radiación, Q_r , se necesitan los siguientes datos y el empleo de la ecuación 4-17:

$$\varepsilon_B := 0.26 \qquad \text{Emisividad del aislante}$$

$$\sigma := 5.67 \cdot 10^{-8} \frac{W}{m^2 \cdot K^4} \qquad \text{Constante de Stefan Boltzmann}$$

$$Q_{r12} := \varepsilon_B \cdot (\pi \cdot D3 \cdot L) \cdot \sigma \cdot (T_{s3}^4 - T_{\alpha 3}^4) \qquad (4-17)$$

$$Q_{r12} = 15.553 \text{ W}$$

Finalmente, la pérdida de calor total en este tramo de la línea de distribución se la encuentra mediante la ecuación 4-9:

$$Q_{12} := Q_{c12} + Q_{r12}$$

$$Q_{12} = 40.978 \text{ W}$$

Cálculo de las pérdidas de calor en el tramo 2-3 (tubería horizontal)

La pérdida de calor total se la calcula como en el tramo 1-2, con datos similares, excepto que la tubería está en posición horizontal (figura 4.3) y las ecuaciones de la convección natural varían, así:

$$L_{23} = 3.05 \text{ m}$$

Plano TE-LV-T01 del anexo 2

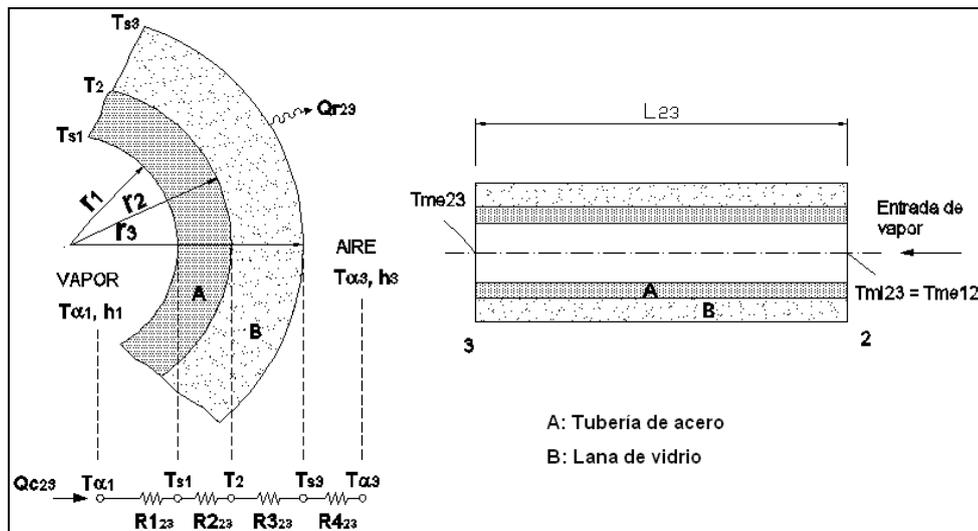


Figura 4.3 Pérdidas de calor en el tramo 2-3 de las líneas de vapor del área de tintorería

Cálculo de la Resistencia R_{123} :

Para tuberías horizontales (D), los números de Grashof (GrD) y de Nusselt (NuD), se los encuentra mediante las siguientes expresiones:

$$GrD := \frac{g \cdot \beta_1 \cdot (T_{\alpha 1} - T_{s1}) \cdot D^3}{\nu^2} \quad (4-18)$$

$$GrD = 4.661 \times 10^5$$

$$NuD := \left[0.60 + \frac{0.387 \cdot (GrD \cdot Pr)^{\frac{1}{6}}}{\left[1 + \left(\frac{0.559}{Pr} \right)^{\frac{9}{16}} \right]^{\frac{8}{27}}} \right]^2 \quad (4-19)$$

$$NuD = 12.341$$

El coeficiente de transferencia de calor por convección, hD , será:

$$hD := \frac{k}{D1} \cdot NuD \quad (4-20)$$

$$hD = 4.189 \frac{W}{m}$$

La resistencia R_{123} se la calcula con la siguiente expresión:

$$R_{123} := \frac{1}{hD \cdot \pi \cdot D1 \cdot L23} \quad (4-21)$$

$$R_{123} = 0.292 \frac{K}{W}$$

Cálculo de la Resistencia R_{223} :

$$R_{223} := \frac{\ln\left(\frac{r2}{r1}\right)}{2 \cdot \pi \cdot kA \cdot L23} \quad R_{223} = 1.746 \times 10^{-4} \frac{K}{W}$$

Cálculo de la Resistencia R_{323} :

$$R_{323} := \frac{\ln\left(\frac{r3}{r2}\right)}{2 \cdot \pi \cdot kB \cdot L23} \quad R_{323} = 0.46 \frac{K}{W}$$

Cálculo de la Resistencia R_{423} :

$$GrD323 := \frac{g \cdot \beta3 \cdot (Ts3 - Ta3) \cdot D3^3}{\nu3^2} \quad GrD323 = 1.494 \times 10^7$$

$$NuD323 := \left[0.60 + \frac{0.387 \cdot RaD323^{\frac{1}{6}}}{\left[1 + \left(\frac{0.559}{Pr3} \right)^{\frac{9}{16}} \right]^{\frac{8}{27}}} \right]^2$$

$$NuD323 = 28.666$$

$$hD_{323} := \frac{k_3}{D_3} \cdot Nu_{D323}$$

$$hD_{323} = 5.126 \frac{W}{m}$$

$$R_{4_{23}} := \frac{1}{hD_{323} \cdot \pi \cdot D_3 \cdot L_{23}}$$

$$R_{4_{23}} = 0.134 \frac{K}{W}$$

La pérdida de calor por convección y conducción en este tramo será:

$$Q_{c23} := \frac{T_{\alpha 1} - T_{\alpha 3}}{R_{1_{23}} + R_{2_{23}} + R_{3_{23}} + R_{4_{23}}}$$

$$Q_{c23} = 180.703 \text{ W}$$

El calor por radiación se lo encuentra mediante la ecuación 4-17:

$$Q_{r23} := \varepsilon B \cdot (\pi \cdot D_3 \cdot L_{23}) \cdot \sigma \cdot (T_{s3}^4 - T_{\alpha 3}^4)$$

$$Q_{r23} = 105.415 \text{ W}$$

La pérdida de calor total en este tramo de la línea de distribución será:

$$Q_{23} := Q_{c23} + Q_{r23}$$

$$Q_{23} = 286.118 \text{ W}$$

Cálculo de las pérdidas de calor en el tramo 7-8 (tubería inclinada)

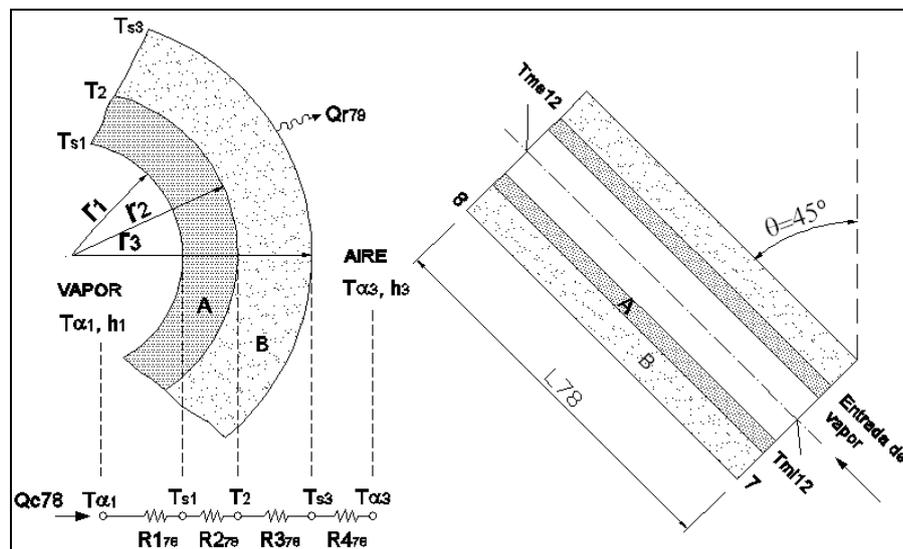


Figura 4.4 Pérdidas de calor en el tramo 7-8 de las líneas de vapor del área de tintorería

La pérdida de calor total se la calcula como en los tramos anteriores, excepto que esta parte de la línea se encuentra inclinada 45° con respecto a la vertical (figura 4-4) y varían ciertas ecuaciones como se muestra a continuación:

$$L_{78} := \frac{2.7}{\sin\left(45 \cdot \frac{\pi}{180}\right)} \quad \text{Plano TE-LV-T01 del anexo 2}$$

$$L_{78} = 3.818 \quad m$$

Cálculo de la Resistencia R₁₇₈:

$$Gr_{\theta} := \frac{g \cdot \beta_1 \cdot (T_{\alpha 1} - T_{s1}) \cdot L_{78}^3}{\nu^2} \quad Gr_{\theta} = 4.166 \times 10^{10}$$

Se aplican las mismas ecuaciones usadas para tuberías verticales, excepto la expresión para calcular el número de Nusselt (ecuación 4-22).

$$Nu_{\theta} := \left(0.60 - 0.488 \cdot \sin(\theta)^{1.03}\right) \cdot (Gr_{\theta} \cdot Pr)^{\frac{1}{4} + \frac{1}{12} \cdot \sin(\theta)^{1.75}} \quad (4-22)$$

$$Nu_{\theta} = 356.546$$

$$h_{\theta} := \frac{k}{L_{78}} \cdot Nu_{\theta} \quad h_{\theta} = 2.707 \quad \frac{W}{m}$$

$$R_{178} := \frac{1}{h_{\theta} \cdot \pi \cdot D1 \cdot L_{78}} \quad R_{178} = 0.361 \quad \frac{K}{W}$$

Cálculo de la Resistencia R₂₇₈:

$$R_{278} := \frac{\ln\left(\frac{r2}{r1}\right)}{2 \cdot \pi \cdot kA \cdot L_{78}} \quad R_{278} = 1.395 \times 10^{-4} \quad \frac{K}{W}$$

Cálculo de la Resistencia R₃₇₈:

$$R_{378} := \frac{\ln\left(\frac{r_3}{r_2}\right)}{2 \cdot \pi \cdot k_B \cdot L_{78}} \quad R_{378} = 0.367 \frac{K}{W}$$

Cálculo de la Resistencia R478:

$$Gr_{\theta 3} := \frac{g \cdot \beta_3 \cdot (T_{s3} - T_{a3}) \cdot L_{78}^3}{\nu_3^2} \quad Gr_{\theta 3} = 2.349 \times 10^{11}$$

$$Nu_{\theta 3} := \left(0.60 - 0.488 \cdot \sin(\theta)^{1.03}\right) \cdot (Gr_{\theta 3} \cdot Pr_3)^{\frac{1}{4} + \frac{1}{12} \cdot \sin(\theta)^{1.75}}$$

$$Nu_{\theta 3} = 533.38$$

$$h_{\theta 3} := \frac{k_3}{L_{78}} \cdot Nu_{\theta 3} \quad h_{\theta 3} = 3.806 \frac{W}{m}$$

$$R_{478} := \frac{1}{h_{\theta 3} \cdot \pi \cdot D_3 \cdot L_{78}} \quad R_{478} = 0.144 \frac{K}{W}$$

$$Q_{c78} := \frac{T_{a1} - T_{a3}}{R_{178} + R_{278} + R_{378} + R_{478}} \quad Q_{c78} = 183.52 \text{ W}$$

$$Q_{r78} := \varepsilon_B \cdot (\pi \cdot D_3 \cdot L_{78}) \cdot \sigma \cdot (T_{s3}^4 - T_{a3}^4)$$

$$Q_{r78} = 131.972 \text{ W}$$

$$Q_{78} := Q_{c78} + Q_{r78} \quad Q_{78} = 315.492 \text{ W}$$

Por consiguiente, en el anexo 8, se presentan los datos y cálculos de las pérdidas caloríficas de toda la red de distribución, cuyo valor es:

$$Q_{1\text{ aisl parcial}} = 74.35 \text{ kW}$$

El calor neto transmito al vapor, determinado en el subcapítulo 4.1.3, es de 1268.09 kW, por lo tanto, estas pérdidas de calor representan el siguiente porcentaje:

$$\% \text{pérdidas en las líneas de vapor} = \frac{74.35 \text{ kW}}{1268.09 \text{ kW}} \times 100 = 5.86\%$$

De acuerdo a una publicación de la empresa Spirax Sarco¹³, las pérdidas en un sistema de distribución de vapor no deben ser mayores al 5%. Por lo tanto, se concluye que las pérdidas caloríficas en la red de distribución del área de tintorería son superiores al valor permisible. Esto se debe a que el 15.79% de la línea principal y el 68.93% de la línea de derivación no tienen aislamiento; si se aislaran todas las tuberías, estas pérdidas disminuirían y caerían dentro de los límites recomendados, con el consecuente ahorro económico para la empresa.

4.1.5 DIAGRAMA DE ENERGÍA Y DE EXERGÍA

Se procede a realizar dos diagramas, el de energía y el de exergía.

El diagrama de la figura 4.5 representa la energía que entrega el combustible ($\dot{Q}_c = 1652.20 \text{ kW}$) y la energía que se aprovecha transmitiéndola al vapor ($\dot{Q}_{vapor} = 1268.09 \text{ kW}$) en la caldera. Estos valores han sido calculados y comentados en el apartado 4.1.3.

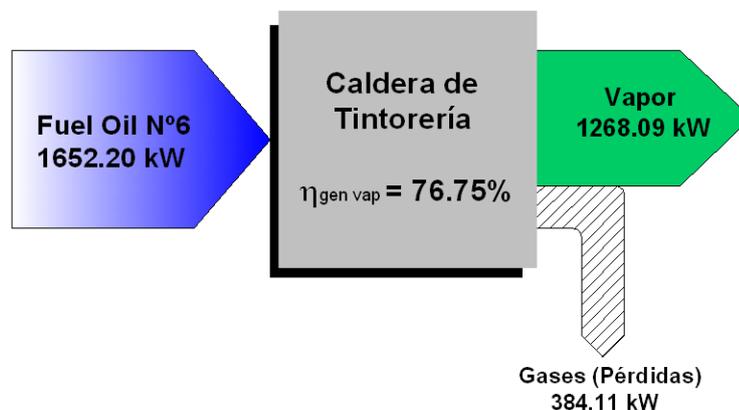


Figura 4.5 Diagrama de energía de la Caldera 1

Para realizar el diagrama de exergía (figura 4.6), es necesario determinar el trabajo máximo que puede obtenerse del combustible y la disponibilidad después del proceso de combustión, la cual será la exergía del vapor a la salida de la caldera. Para procesos reactivos (implican una reacción química), la determinación de estos parámetros es diferente a lo que se realiza en

¹³ Ahorro de energía en el ciclo de vapor. Internet

procesos no reactivos (su composición química permanece invariable durante el proceso). Debido a que los aspectos de la segunda ley de la termodinámica asociados a las reacciones químicas son complejos, en el anexo 9, se presentan y explican estos cálculos. Los resultados obtenidos quedan:

$$W_{max} = 278447.89 \text{ kJ/kmol} = 968.53 \text{ kW}$$

Lo cual significa que cuando se quema un *kmol* de Fuel Oil N°6 el máximo trabajo que se puede realizar es de 278447.89 *kJ*.

De igual forma, en el anexo 9 se presenta el cálculo de la disponibilidad o exergía del vapor a la salida de la caldera, cuya cantidad es:

$$\Psi_{vapor} = 151657.87 \text{ kJ/kmol} = 527.52 \text{ kW}$$

Durante una reacción química, la diferencia entre el trabajo máximo y la exergía del vapor, representa la irreversibilidad asociada con el proceso, por consiguiente, su valor será:

$$I = W_{max} - \Psi_{vapor} \quad (4-23)$$

$$I = 968.53 - 527.52 = 441.01 \text{ kW}$$

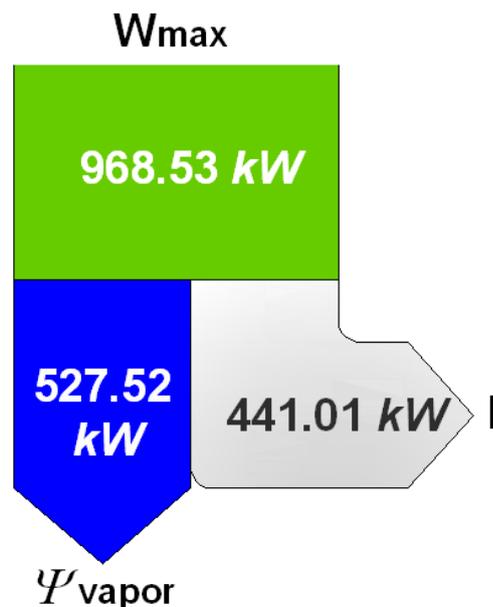


Figura 4.6 Diagrama de exergía de la Caldera 1

Se puede observar que la disponibilidad del vapor que sale de la caldera es de 527.52 kW. Comparándola con la máxima cantidad de trabajo que proporciona el combustible, 968.53 kW, significa que la irreversibilidad asociada con el proceso es de 441.01 kW, la cual representa el 45.53%. En otras palabras, el potencial de trabajo del vapor es 54.47% del potencial de trabajo del combustible, es decir cuando el Fuel Oil N°6 se quema, 45.53% del potencial de trabajo se pierde, como resultado de las irreversibilidades. Por lo tanto el proceso productivo de vapor es de muy baja calidad termodinámica, ya que la producción de vapor se realiza a partir de un proceso de combustión, cuya pérdida exergética es considerable.

4.1.6 ANÁLISIS DE LA FRECUENCIA DE PURGAS

Mediante la purga se retira la mayoría del lodo, polvo, suciedad, sólidos suspendidos, sólidos en solución y otros materiales indeseables de la caldera. Sin embargo, la purga se convierte en pérdida de calor y de energía, razón por la cual, es necesario establecer un nivel de purga óptimo para mantener la calidad de agua de la caldera aceptable, minimizando el lodo o incrustaciones de las superficies calefactoras, disminuyendo las pérdidas de calor y manteniendo también al mínimo los aditivos químicos del agua.

Los tres mayores problemas que se pueden presentar en una caldera, debido a impurezas en su agua, se resumen en la tabla 4.9.

Considerando lo expuesto en la tabla 4.9, se concluye que la mayor causa de problemas en una caldera son los minerales de dureza (calcio, magnesio y hierro) presentes en el agua de alimentación porque precipitan en la caldera y tienden a formar depósitos y/o espuma sobre las superficies de transferencia térmica produciendo pérdidas económicas.

Tabla 4.9 Problemas por impurezas en el agua de caldera

Problema	Causa	Efecto	Tratamiento
Depósitos (sólidos en suspensión)	<ul style="list-style-type: none"> Dureza del agua de alimentación 	Las incrustaciones aíslan las tuberías, reduciendo la rata de transferencia de calor, lo que lleva a un sobrecalentamiento y a la rotura del tubo.	<ul style="list-style-type: none"> Externo. Mediante un ablandador para eliminar la dureza del agua de alimentación Interno. Usando productos químicos que reaccionan con los indeseables del agua
Arrastre (sólidos totales disueltos)	<ul style="list-style-type: none"> Dureza del agua de alimentación Impurezas minerales en el agua 	Generación de espuma, causando daños en el tambor de vapor y provocando una demanda excesiva de producción de vapor.	
Corrosión	<ul style="list-style-type: none"> Debido a la presencia de O₂ y CO₂ cuando la alcalinidad del agua de alimentación está por encima de los límites sugeridos. 	Roturas en tuberías, equipos de calderas y equipos de intercambio térmico.	<ul style="list-style-type: none"> Interno. con sustancias alcalinas para que el agua de caldera alcance un ph entre 10.5 y 12. Usando productos químicos que se apoderan del oxígeno del agua de alimentación.

Fuente: Grimm N. Manual de diseño de calefacción, ventilación y aire acondicionado, vol II, págs.: 53.1-53.80

Los problemas descritos en la tabla 4.9 se presentan cuando se exceden los límites de sólidos totales disueltos, alcalinidad total y sólidos en suspensión, recomendados por la ABMA, American Boiler Manufacturer's Association¹⁴, para agua de calderas, cuyos valores se exponen en la tabla 4-10.

Tabla 4.10 Máxima concentración de impurezas recomendadas en el agua de calderas para presiones de 0 a 300 psig

Sólidos totales disueltos (TDS)	3500 ppm
Alcalinidad total	700 ppm
Sólidos en suspensión	300 ppm

Fuente: Rodríguez G. Operación de calderas industriales, págs. 182 y 183

La máxima concentración de dureza que puede presentar el agua de alimentación (ablandada), según un comité investigador de ASME, para calderas que trabajan a presiones menores a 300 psig, es de 0 a 1 ppm.

¹⁴ Asociación Americana de Constructores de Calderas

De acuerdo a los datos de la tabla 4.10, en textil Ecuador, la empresa AWT se encarga del tratamiento y análisis del agua de alimentación de la caldera, para lo cual recomiendan emplear 9 L/d de dos productos químicos, llamados Mag Booster y Solvex Premium, que reaccionan con los indeseables del agua de alimentación, manejando de esta forma impurezas, contaminantes y minerales que puedan entrar a la caldera.

El método que el personal de AWT utiliza para controlar la corrosión resulta bastante efectivo, mediante el ph. Debe estar entre 10.5 y 12 en el agua de caldera ya que un ph menor a 10.5 es incrustante y corrosivo; y mayor a 12 causa arrastre de sólidos. Cuanto más bajo sea el ph mayor será la velocidad de corrosión y cuanto mayor sea el ph menor será la tasa de corrosión. A un ph de 11 la corrosión del acero es virtualmente nula. Para esto el agua de alimentación debe tener un ph entre 7 y 8, y los productos químicos mencionados, aseguran que el ph del agua de alimentación oscile entre estos valores, evitándose la corrosión.

Adicionalmente existe un ablandador con el objetivo de llevar al agua de aportación a una dureza casi nula, sin embargo los análisis de las aguas (tabla 4-11) indican que el ablandador está dejando pasar un grado de dureza que puede estar provocando los problemas descritos en párrafos anteriores. Esto se debe a que el ablandador tiene más de 30 años de funcionamiento y es posible que haya cumplido su vida útil y se cree que es tiempo de cambiarlo.

Tabla 4.11 Análisis de las aguas de la caldera 1

Análisis	Resultados		
	Agua de alimentación	Agua de caldera	Retorno del condensado
Alcalinidad (ppm)	51.2	691.7	--
TDS (ppm)	275	2254	113
Dureza total (ppm)	144.7	--	--
Sólidos en suspensión (ppm)	88.6	489.7	--
pH	7.0	11.8	6.5

Fuente: Anexo 5

Se puede concluir que los valores de alcalinidad y sólidos totales disueltos se encuentran dentro de los límites recomendados. El ph del agua de caldera está

dentro del rango permitido. Sin embargo, los sólidos en suspensión superan el máximo aceptable, esto se debe a que la dureza del agua de alimentación se encuentra lejos de la máxima concentración permitida.

Ahora, corresponde calcular los ciclos de concentración de cada impureza para determinar si el grado de purga actual se lo está realizando adecuadamente y con las menores pérdidas energéticas:

Sólidos totales disueltos (TDS):

$$\frac{2254}{275} = 8.20 \text{ ciclos de concentración}^{15}$$

Sólidos en suspensión:

$$\frac{489.7}{88.6} = 5.53 \text{ ciclos de concentración}$$

Alcalinidad total:

$$\frac{691.7}{51.2} = 13.51 \text{ ciclos de concentración}$$

Del esquema anterior, se deduce que el máximo número de ciclos de concentración actual son 5.53, y se debería usar este valor para calcular el porcentaje de purga, porque si este es excedido, resultarían dificultades con esta particular impureza, en este caso, incrustaciones o depósitos.

Aún así, el grado de purga actual de esta caldera, se lo está realizando en base a los sólidos totales disueltos, con lo que se está cometiendo un grave error al dejar que se acumulen los depósitos, los cuales aíslan los tubos reduciendo la rata de transferencia de calor y produciéndose una importante pérdida en la eficiencia de la caldera. La formación de incrustación en las superficies de la caldera es el problema más serio encontrado en la generación de vapor.

De todas maneras, el grado de purga actual se lo puede calcular mediante la ecuación 4-24:

$$BD = \frac{A}{B - A} \times LBH \quad (4-24)$$

¹⁵ Ciclos de concentración. Es el número de veces que las impurezas han sido acumuladas por el agua de aportación a la caldera.

BD = purga actual de la caldera

A = ppm de sólidos totales disueltos (TDS) en el agua de alimentación

B = ppm de sólidos totales disueltos (TDS) en el agua de caldera

LBH = caudal de vapor generado en la caldera ($\dot{m}_{vapor} = 3920 \text{ lbm/h}$)

Por lo tanto, el caudal de purga actual de la caldera es:

$$BD = \frac{275}{2254 - 275} \times 3920 = 544.72 \frac{\text{lbm}}{\text{h}}$$

El agua de alimentación ingresa con una temperatura de 50°C (122°F), por lo tanto, la entalpía del agua que entra en la caldera (h_i), tiene el siguiente valor:

$$h_i = h_{f @ 122^\circ\text{F}} = 89.996 \frac{\text{Btu}}{\text{lbm}}$$

Como el vapor se genera a 140 psia , el agua purgada tiene una energía (h_p):

$$h_p = h_{f @ 140 \text{ psia}} = 325.05 \text{ Btu/lbm}$$

Por tanto, con la frecuencia de purgas actual, las pérdidas energéticas son:

$$\text{Pérdidas}_{\text{energéticas por purgas}} = 544.72 \frac{\text{lbm}}{\text{h}} \times (325.05 - 89.996) \frac{\text{Btu}}{\text{lbm}} = 128038.61 \frac{\text{Btu}}{\text{h}}$$

$$\text{Pérdidas}_{\text{energéticas por purgas}} = 128038.61 \frac{\text{Btu}}{\text{h}} \times 1.055056 \frac{\text{kJ}}{\text{Btu}} \times \frac{1 \text{ h}}{3600 \text{ s}} = 37.52 \text{ kW}$$

Lo que en porcentaje representa:

$$\% \text{Pérdidas}_{\text{energéticas por purgas}} = \frac{37.52 \text{ kW}}{1268.09 \text{ kW}} \times 100 = 2.96\%$$

La empresa AWT, sugiere que la pérdida de energía por purgas no debería exceder del 3%. En este caso, el porcentaje calculado se encuentra en el límite de la recomendación, por lo tanto, es posible reducir este valor para ahorrar costos a Textil Ecuador y aumentar la eficiencia de la caldera. En el siguiente capítulo se proponen acciones de mejora.

Resumiendo el estudio energético realizado, en la figura 4.7, se presenta un esquema con las pérdidas del sistema de vapor del área de tintorería.

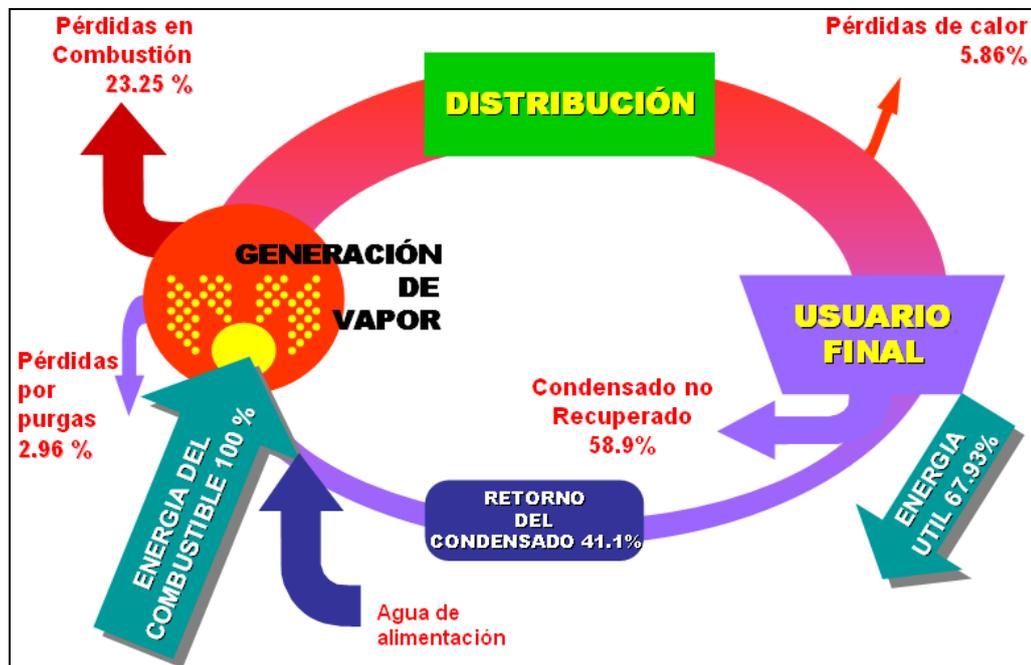


Figura 4.7 Pérdidas de energía en el sistema de vapor del área de tintorería

4.2 RECOPIACIÓN Y PROCESAMIENTO DE DATOS EN LA CALDERA 2

La recopilación y el procesamiento de la información para esta caldera son similares a lo que se hizo en la caldera 1. Por consiguiente, se presentan en los anexos 4, 5 y 6, el informe del estudio de emisiones gaseosas, el análisis de las aguas y la recolección de datos para realizar la auditoría en esta caldera.

4.2.1 EVALUACIÓN DE LA INFORMACIÓN

Tomando en consideración los valores medios de las emisiones gaseosas de la caldera 2 (tabla 4.12), se destaca que la temperatura de los gases está dentro del rango recomendado, 300 a 600^oF (148.9 a 315.6^oC). Además, el número de humo (1) en la escala de Bacharach da muestras de una buena combustión donde el hollín es prácticamente nulo.

Tabla 4.12 Características físico químicas de las emisiones de combustión de la caldera 2

Parámetros	Unidad	Valor promedio
Flujo de gas seco	m^3/h	847
Temperatura	$^{\circ}C$	218.7
O ₂	%	6.4
CO ₂	%	12.6
CO	ppm	12 (0.0012%)
SO ₂	ppm	584 (0.0584%)
No _x	ppm	326 (0.0326%)
Nº humo	--	1
Eficiencia	%	82.3

Fuente: anexo 4

Los valores de O₂ y CO₂ indican que no se da un elevado exceso de aire ni un déficit exagerado de flujo de combustible. Sin embargo, la presencia de CO en los gases de combustión es el mejor indicador de combustible quemado parcialmente.

Por otro lado, las mediciones de CO, SO₂ y de NO_x están dentro de los límites establecidos por la Dirección Ambiental del Distrito Metropolitano de Quito (tabla 4.13).

Tabla 4.13 Comparación de las emisiones promedio con los límites máximos permisibles

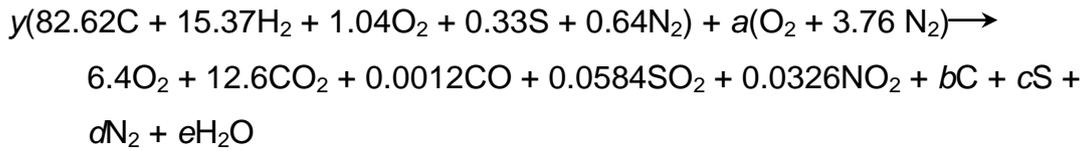
Parámetro	Caldera 2	Límite permisible
CO (kg/m ³ _{combustible})	0.25	0.6
SO ₂ (kg/m ³ _{combustible})	31.9	35.0
NO _x (kg/m ³ _{combustible})	5.8	6.0
Partículas (kg/m ³ _{combustible})	0.188	2.2

Fuente: anexo 4

Por último, el fabricante de esta caldera establece una eficiencia del 85%, por lo tanto, la eficiencia presentada en la tabla 4.12 (82.3%) indica que se está trabajando con un rendimiento aceptable.

4.2.2 ECUACIONES DEL PROCESO DE COMBUSTIÓN

La ecuación real del proceso de combustión con aire seco para y moles de combustible es:



Del balance de masa de los diversos elementos se obtiene:

$$C: \quad 82.62y = 12.6 + 0.0012 + b;$$

$$S: \quad 0.33y = 0.0584 + c;$$

$$N_2: \quad 0.64y \times 2 + a \times 3.76 \times 2 = 0.0326 + 2d;$$

$$H_2: \quad 15.37y \times 2 = 2e;$$

$$O_2: \quad 1.04y \times 2 + 2a = 6.4 \times 2 + 12.6 \times 2 + 0.0012 + 0.0584 \times 2 +$$

$$0.0326 \times 2 + e;$$

Se han generado cinco ecuaciones con seis incógnitas (a, b, c, d, e, y), la sexta ecuación, se la obtiene del hecho de que los gases de la combustión tienen que sumar el 100% de su composición, así:

$$6.4 + 12.6 + 0.0012 + 0.0584 + 0.0326 + b + c + d = 100$$

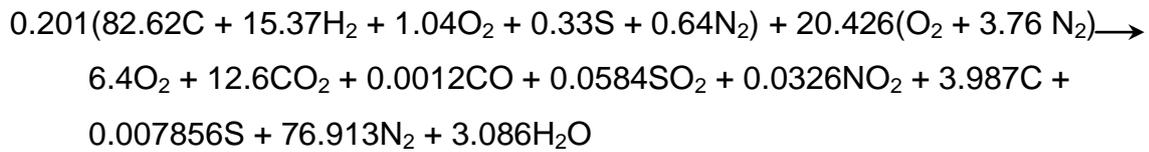
Ordenando estas ecuaciones, se presenta el siguiente sistema:

$$\begin{cases} -b + 82.62y = 12.6012 \\ -c + 0.33y = 0.33 \\ 7.52a - 2d + 1.28y = 0.0326 \\ -e + 15.37y = 0 \\ 2a - e + 2.08y = 38.1382 \\ b + c + d = 80.9078 \end{cases}$$

Resolviendo el sistema anterior (MathCad 2000), las soluciones quedan:

$$\begin{matrix} a & b & c & d & e & y \\ \begin{pmatrix} 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 82.62 \\ 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0.33 \\ 7.52 & 0 & 0 & -2 & 0 & 1.28 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 15.37 \\ 2 & 0 & 0 & 0 & -1 & 2.08 \\ 0 & 1 & 1 & 1 & 0 & 0 \end{pmatrix}^{-1} & \begin{pmatrix} 12.6012 \\ 0.0584 \\ 0.0326 \\ 0 \\ 38.1832 \\ 80.9078 \end{pmatrix} & = & 7.856 \times 10^{-3} & \begin{pmatrix} 20.426 \\ 3.987 \\ 76.913 \\ 3.086 \\ 0.201 \end{pmatrix} & \begin{pmatrix} a \\ b \\ c \\ d \\ e \\ y \end{pmatrix} \end{matrix}$$

La ecuación real de combustión con aire seco, balanceada, queda de la siguiente manera:



El número de moles de la humedad en el aire, se calcula con la ecuación 4-2:

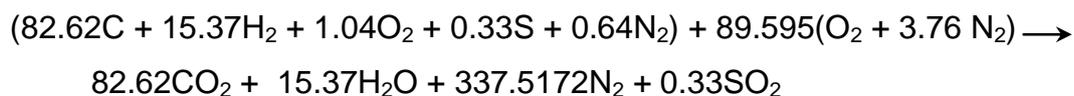
$$n_{H_2O} = \left(\frac{1.4034 \text{ kPa}}{71.705 \text{ kPa}} \right) \times (20.426 \times 4.76 + n_{H_2O})$$

Despejando n_{H_2O} de la ecuación anterior: $n_{H_2O} = 1.94 \text{ kmol}$.

Por lo tanto, la ecuación balanceada real del proceso de combustión, para 100 *kmol* de combustible y tomando en consideración la humedad del aire es:



La ecuación estequiométrica del proceso de combustión es la misma que la encontrada en la caldera 1, dado que se trata del mismo combustible:



4.2.3 EFICIENCIA DE LA COMBUSTIÓN Y EFICIENCIA DEL GENERADOR DE VAPOR

De la ecuación real del proceso de combustión, se encuentra la relación real de combustible a aire y su recíproco, la relación de aire a combustible:

$$FA_{real} = \frac{100 \text{ kmol combustible}}{(101.6219 \times 4.76 + 9.652) \text{ kmol aire}} = 0.203 \frac{\text{kmol combustible}}{\text{kmol aire}}$$

$$AF_{real} = \frac{1}{0.203} = 4.933 \frac{\text{kmol aire}}{\text{kmol combustible}}$$

La relación ideal de combustible a aire es la misma que se encontró en la caldera 1 ($FA_{ideal} = 0.234 \text{ kmol combustible} / \text{kmol aire}$) ya que ambas trabajan con Fuel Oil N°6.

Aplicando la ecuación 4-3, la eficiencia de combustión para la caldera de estampación es:

$$\eta_{comb} = \frac{0.234}{0.203} = 1.154 = 115.4\%$$

Numéricamente, la eficiencia de combustión es igual al porcentaje de aire teórico, y que se lo encuentra mediante la ecuación 4-4:

$$\text{Porcentaje de aire teórico} = \frac{4.933}{4.274} = 1.154 = 115.4\%$$

115.4 de porcentaje de aire teórico significa que existe un 15.4% de exceso de aire durante este proceso de combustión.

Ahora, para determinar la eficiencia del generador de vapor, se dispone de los siguientes datos de funcionamiento y operación de la caldera 2:

Capacidad:	150 <i>Bhp</i>
Temperatura de alimentación:	30°C (86°F)
Temperatura de salida del vapor:	165°C (329°F)
Presión de trabajo:	100 <i>psia</i> → 89.6 <i>psig</i>
Poder calórico superior del combustible:	156598.08 <i>Btu/gal</i>
Consumo de combustible ($\dot{m}_{combustible}$):	16 <i>gal/h</i>

La cantidad de vapor, en *lbm/h*, se lo encuentra con la ayuda de la gráfica tomada del manual de la caldera ([anexo 7](#)), obteniéndose un valor de:

$$\dot{m}_{vapor} = 12 \frac{\text{lbm}}{\text{h} \cdot \text{Bhp}}$$

A esta cantidad se le multiplica por los *Bhp* de la caldera y se determina la cantidad de vapor que sale de la caldera en *lbm/h*:

$$\dot{m}_{vapor} = 12 \frac{lbm}{h \cdot Bhp} \times 150 Bhp = 1800 \frac{lbm}{h}$$

La entalpía del agua que ingresa a la caldera (h_i) y la del vapor que sale de esta (h_e) se las encuentra con la ayuda de las tablas del **anexo 7**:

$$h_i = h_f @ 86^\circ F = 54.078 \frac{Btu}{lbm}$$

$$h_e = h_g @ 100 psia = 1187.8 \frac{Btu}{lbm}$$

El calor transmitido al vapor se lo calcula mediante la ecuación 4-6:

$$\dot{Q}_{vapor} = 1800 \frac{lbm}{h} \times (1187.8 - 54.078) = 2040699.6 \frac{Btu}{h} = 598.07 kW$$

El poder calorífico superior del combustible por unidad de tiempo se lo encuentra aplicando la ecuación 4-7:

$$\dot{Q}_c = 16 \frac{gal}{h} \times 156598.08 \frac{Btu}{gal} = 2505569.28 \frac{Btu}{h} = 734.31 kW$$

Ahora se dispone de todos los datos necesarios para calcular la eficiencia del generador de vapor mediante la ecuación 4-5:

$$\eta_{gen vap} = \frac{598.07 kW}{734.31 kW} \times 100 = 81.45\%$$

Al igual que en la caldera 1, esta eficiencia es menor a la reportada (medida) por el Departamento de Química Aplicada de la Escuela Politécnica Nacional (82.3%) porque la calculada considera el calor neto que se transmite al vapor, mientras que la otra eficiencia solo toma en cuenta el calor que permanece en la cámara de combustión sin estimar las pérdidas por transferencia de calor que se tendrá en las partes metálicas de la caldera. Una eficiencia del 81.45% es aceptable, sin embargo puede ser mejorada.

4.2.4 PÉRDIDAS DE VAPOR

Siguiendo el procedimiento empleado en la caldera de tintorería, sobre el plano del sistema de vapor actual del área de estampación (plano TE-LV-E01, anexo 2), se procede a estudiar su trazado, el dimensionado y las pérdidas de calor.

Análisis del trazado de la línea de vapor

- **Distribuidor**



Figura 4.8 Distribuidor de vapor del área de estampación

El distribuidor de vapor (figura 4.8), presenta las siguientes características:

Tramo:	6-7-8-9-10-11 (plano TE-LV-E01)
Longitud del distribuidor:	2 m
Diámetro nominal:	5"
Puntos de distribución:	5 (figura 4.8)
En uso:	5
Retorno de condensado:	No tiene
Aislamiento:	Lana de vidrio de 1" con revestimiento de aluminio de 0.7 mm de espesor

El distribuidor no se encuentra ubicado cerca de la caldera sino a más de 24 m de esta, a una corta distancia de la rama secadora para reducir la cantidad de tuberías que se requerirían debido a los cuatro puntos de consumo de vapor que demanda el uso de esta máquina (anexo 2, plano TE-LV-E01), sin que esto afecte la temperatura y la presión del vapor necesarios para el proceso.

El aislante del distribuidor está en buen estado, no se observan quemaduras a pesar de que se lo cambió hace más de siete años.

- **Línea principal**

Las características de la línea principal (puntos 1-2-3-4-5-6 del plano TE-LV-E01) se presentan en la tabla 4.14.

Tabla 4.14 Características de la línea principal de la red de distribución de vapor del área de estampación

Tramo	φ actual (pulg)	Longitud (m)	Aislante	
			Sí	No
1-2-3	3½	3.2	√	
3-4	3½	4.0		√
4-5	3½	22.4	√	
5-6	2	2.0		√
Longitud total (m)		31.6		

Fuente: anexo 2 (plano TE-LV-E01)

$$\frac{\text{Longitud de tramos sin aislante}}{\text{Longitud total de la línea principal}} \times 100 = \frac{6 \text{ m}}{31.6 \text{ m}} \times 100 = 18.99\%$$

Por consiguiente, el 18.99% de la línea principal no tienen aislamiento. En pocos tramos de la línea se observa indicios de deterioro de la lana de vidrio, pero en general se muestra en buen estado.

Respecto a la presencia de trampas de vapor, la tabla 4.15 recoge los resultados de las inspecciones visuales realizadas con ayuda del jefe de mantenimiento de Textil Ecuador.

Tabla 4.15 Trampas de vapor en la línea principal de la red de distribución de vapor del área de estampación

Código según plano	Tramo	Observación	Descarga
A	4-5	Se encuentra en buen estado	A la red de retorno

Fuente: anexo 2 (plano TE-LV-E01)

El purgador A está colocado al final del tramo 4-5, siguiendo las recomendaciones de poner puntos de purga en tramos rectos horizontales

cada 50 ó 100 m de la línea principal para evitar la presencia de obturaciones por acumulación de condensado. No obstante, en el tramo 3-4, debido a que se trata de una tubería inclinada, haría falta una trampa de vapor en la parte baja de esta sección para evitar la acumulación de condensado.

Respecto a la presencia de eliminadores de aire, no existen este tipo de purgadores en la línea principal. Lo más recomendable sería colocar un purgador de aire al final de los tramos 3-4 y 4-5 porque son los lugares donde se producen cambios de dirección de la línea principal y la posible acumulación de la mayor cantidad de aire.

- **Línea de suministro**

La tabal 4.16 resume las características de las tuberías de suministro.

Tabla 4.16 Características de la línea de suministro de la red de distribución de vapor del área de estampación

Tramo	ϕ actual (pulg)	Longitud (m)	Destino de consumo	Aislante	
				Sí	No
7-12	2	1.2	Máquina secadora		√
12-16-17	2	5.7		√	
8-13	2	1.2			√
13-18-19-20	2	5.5		√	
9-14	2	1.2			√
14-21-22-23-24	2	7.2		√	
10-15	2	1.2			√
15-25-26-27-28	2	9.4		√	
11-29-30-31-32-33	2	26.5	Tina de desgrabado		√
Longitud total (m)		59.1			

Fuente: anexo 2 (plano TE-LV-E01)

$$\frac{\text{Longitud de tramos sin aislante}}{\text{Longitud total de la línea de suministro}} \times 100 = \frac{31.3 \text{ m}}{59.1 \text{ m}} \times 100 = 52.96\%$$

Por lo tanto, la mitad de la línea secundaria no presenta aislante, aumentando pérdidas energéticas y económicas.

En lo que se refiere a la presencia de trampas de vapor, en la tabla 4.17 se exponen los resultados de las inspecciones realizadas.

Tabla 4.17 Trampas de vapor en la línea de suministro de la red de distribución de vapor del área de estampación

Código	Tramo	Observación	Descarga
B	12-16	Se encuentra en buen estado	A la red de retorno
C	18-19	Perdiendo vapor	A la red de retorno
D	22-23	Se encuentra en buen estado	A la red de retorno
E	26-27	Perdiendo vapor	A la red de retorno
F	30-39	Fuera de servicio	A la red de retorno
G	32-33	Perdiendo vapor	A la atmósfera

Fuente: anexo 2 (plano TE-LV-E01)

De la tabla anterior se destacan las siguientes conclusiones:

Total de purgadores en la línea de suministro:	6
Purgadores fuera de servicio:	1 (16.67%)
Purgadores en funcionamiento:	5 (83.33%)
En buen estado:	2 (40.00%)
Perdiendo vapor:	3 (60.00%)
Descargan a la atmósfera:	1 (20.00%)
Descargan a la red de retorno:	4 (80.00%)
Tipo de purgadores:	de boya cerrada
Mantenimiento de la red y de los purgadores:	una vez al año

Los purgadores están ubicados en sitios adecuados para asegurar la separación del condensado. La pérdida con el purgador que descarga a la atmósfera es inevitable porque en el proceso de desgrabado el vapor se mezcla con colorantes y no conviene que retornen al tanque de condensado ya que pueden acelerar la corrosión en las tuberías.

Aplicando el mismo principio que en la caldera 1, del análisis de las aguas de la caldera 2 (anexo 5), se sabe que el agua de condensados contiene 143 ppm de TDS y el agua de alimentación 257 ppm de TDS, esto indica que el retorno aproximado de condensados resulta ser:

$$\text{Retorno de condensados} = \frac{143 \text{ ppm}}{257 \text{ ppm}} \times 100 = 55.64\%$$

De acuerdo con los representantes de la empresa AWT, este porcentaje de retorno debería ser mayor debido a que solo uno de los 6 purgadores tiene retorno a la atmósfera, sin embargo, se estima que las trampas que están perdiendo vapor contribuyen a bajar el retorno de condensados y deberían repararse o reemplazarse para tener un uso más eficiente del sistema.

Por último, no se observó la existencia de eliminadores de aire en ninguna parte de la red. Se recomienda colocar estos purgadores en las extremidades más alejadas de los tramos 4-5 y 30-39 porque ahí se presentan cambios de dirección donde se acumula el aire en las tuberías y dificulta el paso del vapor.

Comprobación del dimensionamiento de las líneas de vapor

Para la comprobación de la red se utiliza un procedimiento similar a lo realizado en el subcapítulo 4.1.4, por lo tanto se emplearán las mismas tablas y gráficas y los mismos parámetros admisibles para comparar las caídas de presión y las velocidades de flujo de vapor.

Se inicia con la comprobación del diseño de la línea principal (tramo 1-2-3-4-5-6) con base a los siguientes datos:

Presión de funcionamiento inicial:	617.77 <i>kPa</i> (89.6 <i>psig</i>)
Flujo de masa de vapor:	816.45 <i>kg/h</i> (1800 <i>lbm/h</i>)
Diámetro nominal de la tubería principal:	3½"

Utilizando la gráfica para el dimensionamiento de la tubería¹⁶ (anexo 7), se determina una caída de presión de 0.2 *psi* por cada 100 *pie* (30.48 *m*) de longitud equivalente de tubería con una velocidad de 5000 *pie/min*. Para calcular la caída de presión total es necesario encontrar la longitud total de tubería equivalente:

Longitudes equivalentes de tuberías por los accesorios (anexo 7):

1 codo de 90° de 3½":	1 x 1.8 = 1.8 <i>m</i>
1 codo de 90° de 2":	1 x 1.0 = 1.0 <i>m</i>
3 codos de 45° de 3½":	3 x 1.4 = 4.2 <i>m</i>

¹⁶ ASHRAE Fundamentals

1 válvula esférica de 3½":	1 x 30.5 = 30.5 m
1 válvula esférica de 2":	1 x 16.5 = 16.5 m
Longitud real de la tubería:	<u>31.6 m</u>
Longitud total de tubería equivalente:	85.6 m

La caída de presión y la velocidad de flujo en la línea principal son:

$$\text{Caída de presión tubería principal} = \frac{0.2 \times 85.6}{30.48} = 0.56 \text{ psi}$$

$$\text{Velocidad de flujo de vapor en la línea principal} = 5000 \text{ pie/min (25.4 m/s)}$$

La línea principal de la red de vapor debe tener una caída de presión entre 25 a 30 psi y una velocidad de flujo entre 40 a 60 m/s (8000 a 12000 pie/min).

Por consiguiente, tanto la caída de presión como la velocidad de flujo, son menores a los límites admisibles, por lo que se concluye que la tubería principal está sobredimensionada y se puede proponer un diseño con tuberías de menor diámetro para asegurar un funcionamiento seguro.

En la tabla 4.18 se realiza la comprobación del diseño de la línea de suministro.

Tabla 4.18 Caídas de presión y velocidades de flujo en las tuberías de suministro de vapor del área de estampación

Parámetro	Tramo				
	7-12-16-17	8-13-18-19-20	9-14-21-22-23-24	10-15-25-26-27-28	11-29-30-31-32-33
Destino	Rama secadora				Desgrabado
φ (pulg)	2	2	2	2	2
P (psig)	82.6	81.3	80	78.5	69.7
ΔP (psi)	6.44	7.74	9.04	10.54	19.34
L eq (m)	21.2	22.2	23.2	23.2	41.7
L real (m)	6.9	6.70	8.40	10.60	26.50
L tot eq (m)	28.1	28.9	31.6	33.8	68.2
ΔP (psi/30.48 m)	6.99	8.16	8.72	9.50	8.64
ṁ (lbm/h)	400.00	400.00	400.00	400.00	200.00
A (pie²)	0.02051	0.02051	0.02051	0.02051	0.02051
v _g (pie³/lbm)	4.759	4.819	4.879	4.961	5.468
V (pie/min)	1546.82	1566.43	1586.04	1612.66	888.71
V (m/s)	7.86	7.96	8.06	8.19	4.51

Fuente: Textil Ecuador, anexo 7 y anexo 2 (plano TE-LV-E01)

La tabla anterior se basa en la caída de presión en la tubería principal, la presión tomada en los manómetros de los diferentes puntos de consumo y los caudales de diseño. A continuación se muestra un ejemplo de cálculo.

Ejemplo de cálculo de la tabla 4.18

Tramo:	11-29-30-31-32-33 (plano TE-LV-E01)
Diámetro nominal:	2"
Destino de consumo:	Tina de desgrabado
Presión de inicio (P_o):	89.6-0.56 = 89.04 <i>psig</i> (99.44 <i>psia</i>)
Presión de destino (P_d):	69.7 <i>psig</i> (80.1 <i>psia</i>)
Longitudes de tubería equivalentes (anexo 7):	
6 codos de 90° de 2":	6 x 1.0 = 6.0 <i>m</i>
1 T reductoras de 5":	1 x 2.7 = 2.7 <i>m</i>
2 válvulas esféricas de 2":	2 x 16.5 = 33.0 <i>m</i>
Longitud real de la tubería:	<u>26.5 <i>m</i></u>
Longitud total de tubería equivalente:	68.2 <i>m</i>

$$\text{Caída de presión total en el tramo} = P_o - P_d = 19.34 \text{ psi}$$

$$\frac{19.34 \times 30.48}{68.2} = 8.64 \text{ psi por cada } 30.48 \text{ m de longitud equivalente}$$

De la tabla 4.18 se determina que las caídas de presión en las líneas de suministro están dentro de los rangos recomendados (de 2 a 10 *psi* por cada 30.48 *m* de longitud equivalente). Por otro lado, las velocidades de flujo de vapor son bajas en comparación con las permisibles, 15 y 60 *m/s* (3000 y 12000 *pie/min*). En conclusión, las tuberías de suministro están sobredimensionadas y es factible proponer un nuevo diseño para que cumpla con las caídas de presión y velocidades de flujo admisibles.

En cuanto a la mayor caída de presión en la instalación de vapor, se produce desde la salida de vapor de la caldera hasta la tina de desgrabado.

Sección de mayor caída de presión: 1-2-3-4-5-6-7-8-9-10-11-29-30-31-32-33.

Presión a la salida de la caldera:	89.6 <i>psig</i> (100 <i>psia</i>)
Presión en la tina de desgrabado:	69.7 <i>psig</i> (80.1 <i>psia</i>)
Caída de presión total:	19.9 <i>psi</i>
Longitudes de tubería equivalentes (anexo 7):	
1 codo de 90° de 3½”:	1 x 1.8 = 1.8 <i>m</i>
3 codos de 45° de 3½”:	3 x 1.4 = 4.2 <i>m</i>
1 válvula esférica de 3½”:	1 x 30.5 = 30.5 <i>m</i>
3 válvulas esféricas de 2”:	3 x 16.5 = 49.5 <i>m</i>
7 codos de 90° de 2”:	7 x 1.0 = 7.0 <i>m</i>
1 T reductoras de 5”:	1 x 2.7 = 2.7 <i>m</i>
Longitud real de la tubería:	<u>58.1 <i>m</i></u>
Longitud total de tubería equivalente:	153.8 <i>m</i>

Con estos datos, se puede calcular la caída de presión por cada 100 *pie* (30.48 *m*) de longitud equivalente y comparar con los rangos recomendados:

$$\frac{19.9 \times 30.48}{153.8} = 3.94 \text{ } \psi \text{ por cada } 30.48 \text{ } m \text{ de longitud equivalente}$$

La caída de presión en una instalación de vapor de alta presión (100 *psia*), debe estar entre 2 y 10 *psi* por cada 30.48 *m* de longitud equivalente de tubería. En definitiva, el dimensionamiento de la instalación actual, cumple con las recomendaciones de caídas de presión admisibles, tanto en la línea principal, línea secundaria y la mayor caída en la red de distribución. Sin embargo, las velocidades de vapor están por debajo de los límites permisibles porque las tuberías están sobredimensionadas.

Cálculo de las pérdidas de calor en las líneas de distribución de vapor

De la misma forma en que se determinaron las pérdidas de calor en el sistema de distribución de vapor de la caldera de tintorería en el apartado 4.1.4, para determinar las pérdidas de calor en el sistema de vapor del área de estampación, se han dividido las diferentes tuberías en tramos (anexo 2, plano TE-LV-E01). El procedimiento de análisis es similar a lo que se hizo en la caldera 1, así que en el anexo 8 se presenta la hoja con el cálculo de las pérdidas en toda la red de distribución. Su valor es:

$$Q_{2\text{ aisl parcial}} = 22.81 \text{ kW}$$

El calor neto transmitido al vapor es de 598.07 kW, por consiguiente, las pérdidas de calor representan el siguiente porcentaje:

$$\% \text{pérdidas en las líneas de vapor} = \frac{22.81 \text{ kW}}{598.07 \text{ kW}} \times 100 = 3.81\%$$

Estas pérdidas en el sistema de distribución de vapor son menores al 5% recomendado por la empresa Spirax Sarco. No obstante, todavía se puede disminuir este valor porque la mayoría de las líneas de la red no tienen aislamiento. Aunque esto representaría una inversión para la empresa, el retorno se conseguiría en poco tiempo y se mejoraría la eficiencia de todo el sistema de vapor del área de estampación.

4.2.5 DIAGRAMA DE ENERGÍA Y DE EXERGÍA

Al igual que en la caldera 1, se realizarán los diagramas de energía y de exergía. Conociendo el calor que entrega el combustible ($\dot{Q}_c = 734.31 \text{ kW}$) y el que se transmite al vapor ($\dot{Q}_{\text{vapor}} = 598.07 \text{ kW}$), ambos por unidad de tiempo, el diagrama de energía se lo representa en la figura 4.9.

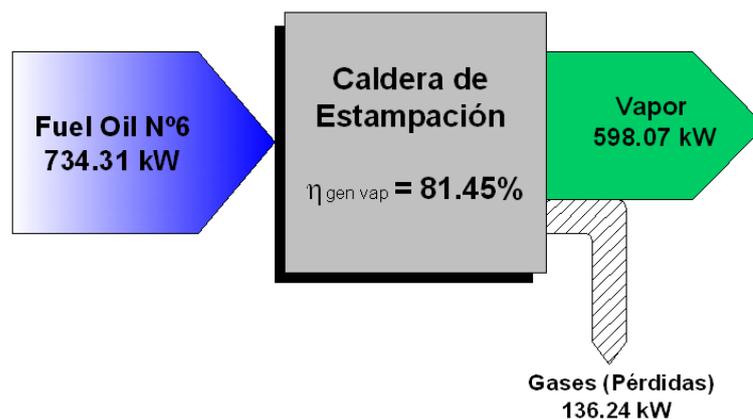


Figura 4.9 Diagrama de energía de la Caldera 2

Para realizar el diagrama de exergía (figura 4-10), en el anexo 9 se han determinado los siguientes valores del trabajo máximo que puede obtenerse del combustible y de la exergía del vapor a la salida de la caldera:

$$W_{max} = 286916.82 \text{ kJ/kmol} = 443.55 \text{ kW}$$

$$\Psi_{vapor} = 166932.02 \text{ kJ/kmol} = 258.06 \text{ kW}$$

La irreversibilidad asociada con el proceso durante una reacción química, es la diferencia entre el trabajo máximo y la exergía del vapor:

$$I = 443.55 - 258.06 = 185.49 \text{ kW}$$

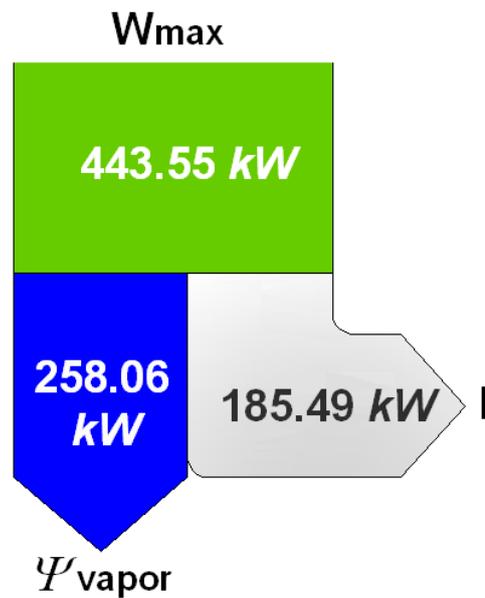


Figura 4.10 Diagrama de exergía de la Caldera 2

Este diagrama establece que la exergía del vapor a la salida de la caldera es de 258.06 kW. Si se compara con la máxima cantidad de trabajo que proporciona el combustible, 443.55 kW, significa que la irreversibilidad asociada con el proceso es de 185.49 kW (41.82%). Es decir, el potencial de trabajo del vapor es 58.18% del potencial de trabajo del combustible, debido a que cuando el Fuel Oil N°6 se quema, 41.82% del potencial de trabajo se pierde, como resultado de las irreversibilidades. Se concluye por tanto, que el proceso productivo de vapor es de muy baja calidad termodinámica, ya que la pérdida exergética en un proceso de combustión es considerable.

4.2.6 ANÁLISIS DE LA FRECUENCIA DE PURGAS

Siguiendo en la línea del estudio realizado en la caldera 1, el resumen del análisis de las aguas de alimentación, de retorno del condensado y de la caldera, realizado por la Empresa AWT (anexo 5), se lo presenta en la tabla 4.19.

Tabla 4.19 Análisis de las aguas de la caldera 2

Análisis	Resultados		
	Agua de alimentación	Agua de caldera	Retorno del condensado
Alcalinidad (ppm)	49.1	687.9	--
TDS (ppm)	257	2632	143
Dureza total (ppm)	0.9	--	--
Sólidos en suspensión (ppm)	17.1	293.5	--
pH	6.7	11.3	6.9

Fuente: Anexo 5

Se puede observar que los valores de alcalinidad, sólidos totales disueltos y sólidos en suspensión están dentro de los límites recomendados. Además, se puede notar que el ablandador está estabilizando la dureza del agua de alimentación dentro de valores admisibles, con lo cual se garantiza que no haya incrustaciones en la caldera. Por otro lado, el tratamiento externo, es decir, el uso de las sustancias químicas está dando buenos resultados al mantener la alcalinidad y el ph del agua de caldera lejos de valores no permisibles, evitándose problemas de corrosión.

Ahora, para determinar si el grado de purga actual se lo está realizando de acuerdo a los ciclos de concentración adecuados, se procede a calcular los ciclos de concentración de cada impureza, así:

Sólidos totales disueltos (TDS):

$$\frac{2632}{257} = 10.24 \text{ ciclos de concentración}$$

Sólidos en suspensión:

$$\frac{293.5}{17.1} = 17.16 \text{ ciclos de concentración}$$

Alcalinidad total:

$$\frac{687.9}{49.1} = 14.01 \text{ ciclos de concentración}$$

De este esquema, se observa que el máximo de ciclos de concentración actual son 10.24, y es adecuado basarse en este valor para determinar el grado de purga, cuyo valor se lo puede estimar mediante la ecuación 4-24:

$$BD = \frac{257}{2632 - 257} \times 1800 = 194.78 \frac{\text{lbm}}{\text{h}}$$

Las entalpías del agua de alimentación (86°F) y del agua purgada (100 psia) tienen los siguientes valores:

$$h_i = h_{f@86^\circ F} = 54.078 \frac{\text{Btu}}{\text{lbm}}$$

$$h_p = h_{f@100\text{psia}} = 298.61 \text{ Btu/lbm}$$

Por tanto, la frecuencia de purgas que se está realizando actualmente representa las siguientes pérdidas energéticas:

$$\text{Pérdidas}_{\text{energéticas por purgas}} = 194.78 \frac{\text{lbm}}{\text{h}} \times (298.61 - 54.078) \frac{\text{Btu}}{\text{lbm}} = 47629.94 \frac{\text{Btu}}{\text{h}}$$

$$\text{Pérdidas}_{\text{energéticas por purgas}} = 47629.94 \frac{\text{Btu}}{\text{h}} \times 1.055056 \frac{\text{kJ}}{\text{Btu}} \times \frac{1\text{h}}{3600\text{s}} = 13.96 \text{ kW}$$

En porcentaje estas pérdidas significan:

$$\% \text{Pérdidas}_{\text{energéticas por purgas}} = \frac{13.96 \text{ kW}}{598.07 \text{ kW}} \times 100 = 2.33\%$$

La recomendación de la empresa AWT, es que las pérdidas de energía por purgas no deben exceder del 3%. En este caso, el porcentaje calculado se encuentra por debajo de ese valor por lo que la empresa está teniendo los gastos aceptables, no obstante existe espacio para mejorar si se basa la frecuencia de purgas en los ciclos de concentración recomendados por la ABMA, lo cual se propone en el siguiente capítulo.

A manera de resumen del estudio energético realizado, en la figura 4.11, se presenta un esquema con las pérdidas del sistema de vapor del área de estampación.

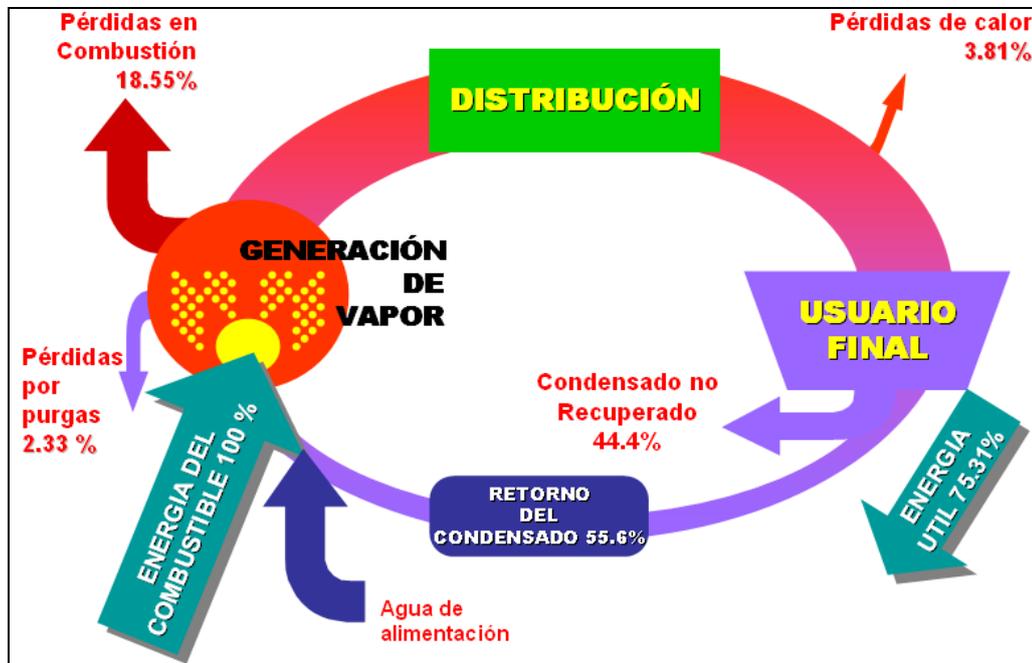


Figura 4.11 Pérdidas de energía en el sistema de vapor del área de estampación

4.3 RECOPIACIÓN Y PROCESAMIENTO DE DATOS DEL AIRE COMPRIMIDO

Los datos necesarios para realizar un análisis del sistema de distribución de aire comprimido, se presentan en el [anexo 6](#).

4.3.1 ANÁLISIS DE PÉRDIDAS EN LAS LÍNEAS DE AIRE COMPRIMIDO

La red de aire comprimido tiene más de 17 años de funcionamiento y es necesario realizar una evaluación porque pueden estarse produciendo pérdidas más allá de lo permisible. Por consiguiente, basados en el plano de la instalación actual (plano TE-AC-E02, [anexo 2](#)), se analiza el trazado, el dimensionado de las tuberías y se hace un estudio de las fugas, las cuales representan costos.

Estudio del trazado de la red de aire comprimido

En la tabla 4.20, se presentan las características de la línea principal y de las tuberías de servicio en lo referente al diámetro actual, su longitud y el tramo al cual corresponden según el plano de la instalación.

Tabla 4.20 Características del sistema de distribución de aire comprimido del área de estampación

Línea	Tramo	Punto de consumo	φ actual (pulg)	Longitud (m)
Principal	1-2-3-4-5-6	--	¾	8.7
	6-7-8	--	½	31.0
De servicio	6-9-10-11-12-13-14	Pistón neumático	½	9.3
	11-15-16-17-18	Máq. estampadora	½	5.1
	8-19-20	Máq. fotograbado	½	2.6
Longitud total (m)				56.7

Fuente: anexo 2 (plano TE-AC-E02)

De las inspecciones realizadas se destaca que las líneas de suministro se conectan en la parte superior de la línea principal con el llamado cuello de cisne, lo cual está dentro de lo recomendado¹⁷ para dificultar el paso del agua condensada.

Además, se midió (anexo 6) que la temperatura de ingreso del aire al compresor (19.7°C) es muy cercana al valor de la temperatura ambiente (20°C), por lo tanto se confirma que el compresor está colocado en un lugar fresco, lejos de fuentes de calor, como la caldera; sin embargo, al estar dentro del galpón no está libre de las pelusas de las telas que obstruyen el paso del aire por los filtros del compresor.

Por otro lado, se ha observado la existencia de tres trampas de condensado distribuidas como se indica en la tabla la tabla 4.21. Cada una de las trampas está colocada cerca de su respectivo destino de consumo para asegurar que ingrese la menor cantidad de condensado, sin embargo, debería situarse un purgador en el extremo de la sección 5-6 y otro a la salida del compresor para reducir el daño que causa el condensado en toda la red.

¹⁷ Atlas Copco, Aire comprimido y su aplicación en la industria, pág.:163

Tabla 4.21 Trampas de condensado en la línea principal de la red de aire comprimido del área de estampación

Código	Tramo	Observación
A	13-14	Funciona pero está recubierto de pelusas
B	17-18	En buen estado pero manchado de pintura
C	7-8	Se encuentra en buen estado

Fuente: anexo 2 (plano TE-AC-E02)

A la salida del compresor no se realiza ningún método para el secado del aire. Por tratarse de un compresor de pistones con una presión de trabajo menor a los 7 bar, no amerita el uso de estos tratamientos por lo costosos que resultan para una instalación relativamente pequeña, sin embargo, se cree que es necesario colocar un par de filtros para remover líquidos y partículas a la salida del aire y evitar la oxidación e incrustaciones en toda la red.

Comprobación del dimensionamiento de la red de aire comprimido

Para estudiar el dimensionado de las tuberías es necesario determinar la mayor caída de presión en la instalación y compararla con los valores admisibles.

En redes de aire comprimido se diseña únicamente tomando en consideración el tramo que une la salida del compresor con el punto más alejado de consumo (tramo 1-2-3-4-5-6-7-8-19-20); y con base en ese resultado se diseña la tubería principal y las de servicio de toda la red. La sección más alejada del sistema en análisis comprende toda la línea principal (tramo 1-2-3-4-5-6-7-8) y la línea de suministro a la máquina de fotograbado (tramo 8-19-20).

Por lo tanto se procede a determinar la caída de presión de toda línea principal, luego la caída que se tiene en la línea de servicio indicada y de esta forma se puede obtener la máxima caída en el sistema. Se inicia con el análisis de la línea principal, para lo cual se requieren los siguientes datos:

Tramo de la línea principal:	1-2-3-4-5-6-7-8
Caudal de aire en el compresor (\dot{m}):	40 cfm = 18.9 L/s
Menor diámetro interno de tubería (línea principal):	15.8 mm (ϕ 1/2")

Presión relativa a la salida del compresor (P_{sc}):	6.52 bar (anexo 6)
Longitudes de tubería equivalente (anexo 10)	
4 codos de 90° de ¾":	4 x 1.2 = 4.8 m
2 codos de 90° de ½":	2 x 1.0 = 2.0 m
1 Te de 3½":	1 x 1.2 = 1.2 m
1 válvula de compuerta de ¾":	1 x 0.3 = 0.3 m
1 trampa de condensado de ½":	1 x 2.4 = 2.4 m
Longitud real de la línea:	<u>39.7 m</u>
Longitud equivalente de tubería total:	50.4 m

Con la presión manométrica (relativa) a la salida del compresor, el caudal de aire, la longitud equivalente de tubería total y el diámetro interno de tubería, se ingresa al diagrama de caída de presión (anexo 10) y se encuentra la siguiente caída en la línea principal:

$$\text{Caída de presión en la línea principal} = \Delta P_{\text{línea principal}} = 0.50 \text{ bar}$$

$$\% \Delta P_{\text{línea principal}} = \frac{0.50}{6.52} \times 100 = 7.67\%$$

Esta caída de presión en la línea principal todavía no corresponde al punto más alejado de la red, sin embargo, su valor ya excede al límite admisible, porque en general, se admite una pérdida del 2% de la presión suministrada por el compresor al punto de utilización más lejano¹⁸. Por lo tanto, el diámetro de la tubería principal está subdimensionado y trae como consecuencia una deficiencia en el rendimiento del sistema.

Ahora bien, para determinar la caída total en el tramo más alejado del sistema, es necesario calcular las pérdidas en la línea de suministro que corresponde al tramo 8-19-20. La presión en esta tubería de servicio (P_s) será:

$$P_s = P_{sc} - \Delta P_{\text{línea principal}} \quad (4-25)$$

$$P_s = 6.52 \text{ bar} - 0.50 \text{ bar} = 6.02 \text{ bar}$$

¹⁸ Instituto Nacional de Energía. Conservación de la energía en la industria, pág.:267

Además se requieren los siguientes datos:

Tramo de la línea de servicio:	8-19-20
Diámetro interno de tubería:	15.8 mm (ϕ 1/2")
Longitudes de tubería equivalente (anexo 10)	
1 codo de 90° de 1/2":	1 x 1.0 = 1.0 m
1 válvula de compuerta de 1/2":	1 x 0.2 = 0.2 m
Longitud real de la línea:	<u>2.6 m</u>
Longitud equivalente de tubería total:	3.8 m

Con la presión en la línea de servicio (P_s), el caudal de aire nominal, la longitud equivalente de tubería total y el diámetro interno de tubería, se ingresa al ábaco de caída de presión (anexo 10), obteniéndose el siguiente valor:

$$\text{Caída de presión en la línea de suministro} = \Delta P_{\text{línea suministro}} = 0.04 \text{ bar}$$

Y, la caída total en el tramo más alejado de la red de aire comprimido queda:

$$\Delta P_{\text{tramo más alejado}} = \Delta P_{\text{línea principal}} + \Delta P_{\text{línea suministro}} \quad (4-26)$$

$$\Delta P_{\text{tramo más alejado}} = 0.50 \text{ bar} + 0.04 \text{ bar} = 0.54 \text{ bar}$$

$$\% \Delta P_{\text{tramo más alejado}} = \frac{0.54}{6.52} \times 100 = 8.28\%$$

Este valor de caída de presión en el tramo más alejado es cuatro veces superior al límite admisible (2%). Pero la mayoría de este porcentaje corresponde a las pérdidas en la línea principal, la caída en la línea de suministro es aceptable y se puede seguir trabajando con el diámetro de tubería existente, sin embargo es necesario aumentar el diámetro de la tubería principal.

Análisis de fugas en la red de aire comprimido

Las fugas representan pérdidas de energía. Para la determinación de las fugas, se procede a aplicar un método sencillo y aproximado utilizando únicamente el manómetro a la salida del compresor y un cronómetro.

La explicación de este método¹⁹, se basa en el esquema de la figura 4.12.

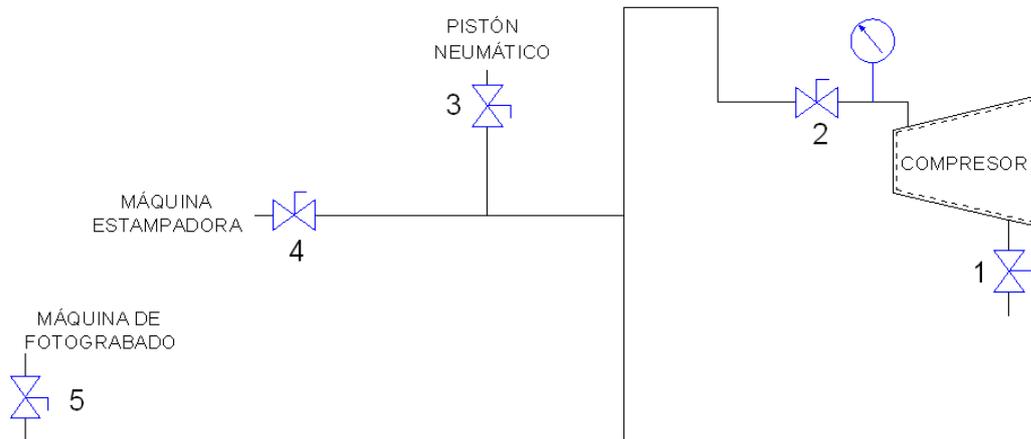


Figura 4.12 Esquema de la red de aire comprimido

Aprovechando los tiempos muertos, 35 minutos 3 veces al día de promedio, en los que no se consume aire comprimido porque se lavan los cilindros y se prepara la máquina estampadora para imprimir un nuevo diseño, se asegura de cerrar las válvulas 3, 4 y 5, se sube la presión de salida del aire hasta el valor de servicio promedio que es de 94.6 *psig* (anexo 6) y en este instante se cierra la válvula 1. De tal manera que el compresor queda funcionando sin entrada de aire y se mide el tiempo que transcurre en bajar la presión del manómetro a un valor de 80 *psig*. En este momento se abre la válvula 1 dejando pasar aire al compresor y se toma el tiempo que tarda en subir la presión de 80 a 94.6 *psig*. En la tabla 4.22 se presentan las mediciones de estos tiempos.

Tabla 4.22 Mediciones para calcular las fugas en la red de aire comprimido

Tiempo muerto	t_1		t_2	
09h15-09h54	2 min 46 s	2.77 min	1 min 24 s	1.40 min
11h48-12h20	2 min 52 s	2.87 min	1 min 26 s	1.43 min
14h55-15h31	2 min 54 s	2.90 min	1 min 21 s	1.35 min
Valor medio		2.84 min		1.39 min
Fecha de toma de mediciones	2006-01-19			

Fuente: Textil Ecuador

¹⁹ Instituto Nacional de Energía. Conservación de la energía en la industria, pág.: 273

Con estas mediciones, la pérdida aproximada por fugas se la determina por medio de la siguiente ecuación²⁰:

$$P_{fugas} = \frac{\dot{m} \times t_2}{t_1 + t_2} \quad (4-27)$$

P_{fugas} = pérdida por fugas

\dot{m} = caudal nominal del compresor = 40 *cfm* (tabla 3.9)

t_1 = tiempo medio que transcurre en bajar la presión desde 94.6 a 80 *psig*

t_2 = tiempo medio que transcurre en subir la presión desde 80 a 94.6 *psig*

Reemplazando estos valores, las pérdidas, aproximadas, por fugas serán:

$$P_{fugas} = \frac{40 \times 1.39}{2.84 + 1.39} = 13.14 \frac{pie^3}{min}$$

Porcentualmente, estas pérdidas representan:

$$\%Pérdidas_{fugas} = \frac{13.14}{40} \times 100 = 32.86\%$$

De acuerdo a las recomendaciones, las pérdidas por fugas varían desde un 5 o 10% en instalaciones bien mantenidas hasta un 30 e incluso un 50% en instalaciones descuidadas²¹. Desde este punto de vista, las pérdidas por fugas en la red de aire comprimido del área de estampación son altas e indican que el sistema está descuidado porque nunca se han realizado evaluaciones ni mantenimientos preventivos de la instalación. Además, este alto porcentaje de fugas influye directamente en el costo de la factura eléctrica porque una fuga a través de un agujero consume aire constantemente. En el siguiente capítulo se plantean propuestas para reducir estas fugas, cuyo costo resulta pequeño en comparación con la posible ganancia económica.

²⁰ Instituto Nacional de Energía. Conservación de la energía en la industria, pág.: 273

²¹ Ahorro y uso racional de la energía, "Jornada Tecnológica" Bogotá-Colombia, Internet

4.4 RECOPIACIÓN Y PROCESAMIENTO DE DATOS EN LAS TUBERÍAS PARA AGUA

Los datos para realizar un análisis de las líneas de tuberías para agua han sido recogidos en uno de los formularios del [anexo 6](#).

4.4.1 ANÁLISIS DE PÉRDIDAS EN LAS TUBERÍAS DE AGUA

En la auditoría preliminar (subcapítulo [3.3.3](#)) se estimó que el consumo de energía eléctrica para el sistema de distribución de agua representa más del 10% de la energía total consumida en el área de estampación. Por lo tanto, apoyados en el plano de la instalación actual (plano TE-LTA-E03, [anexo 2](#)), se estudia el trazado de la red y se evalúa la curva del sistema para determinar el punto de operación de la bomba.

Estudio del trazado del sistema de distribución

En el plano TE-LTA-E03, se puede apreciar que esta red de tuberías es de tipo abierta, es decir no tiene ningún ciclo o circuito cerrado. Las tuberías de agua tienen más de 15 años de vida útil y muchos tramos, así como algunos accesorios, empiezan a mostrar óxido debido a que la mayoría se encuentra a la intemperie. Estos antecedentes pueden provocar pérdidas de caudal y reducción acelerada de la vida útil del sistema con la consecuente pérdida económica.

En lugar de línea principal y de servicio, en los sistemas de bombeo, se adoptan los nombres de tuberías matrices y ramales. En la [tabla 4.23](#), se presentan las características estas tuberías.

En el trazado de la red no se aprecia la existencia de las llamadas válvulas saca-aire, con lo cual se eliminarían los bolsones o burbujas de aire que a menudo pueden aumentar la carga necesaria para lograr un caudal determinado. Probablemente, la falta de estos accesorios, hacen que el aire actúe como una obstrucción reduciendo el rendimiento del sistema. Se sugiere que al final de los tramos A-B y B-F se coloquen estas válvulas para reducir estas posibles pérdidas de caudal en la red.

Tabla 4.23 Características del sistema de distribución de agua del área de estampación

Tuberías	Tramo	Punto de consumo	ϕ actual (pulg)	Longitud (m)
Matrices	A-B	--	3.00	7.6
Ramales	B-C	Tanque de almacenamiento para el agua de caldera	2.00	22.7
	B-D	--	2.00	1.0
	D-E	Lavadora de cilindros de la estampadora	1.00	3.7
	D-F	--	2.00	24.5
	F-G	Caballote para desengrasado de cilindros para grabado	1.00	3.0
	F-I	Reveladora para grabados	2.00	8.6
Longitud total (m)				71.1

Fuente: anexo 2 (plano TE-LTA-E03)

Comprobación del diseño

Por medio del punto de operación de la bomba, es decir, el punto de corte entre su curva característica y la del sistema, se puede determinar el caudal que está siendo enviado actualmente y la cabeza suministrada por la bomba. Esto con el fin de evaluar el comportamiento del sistema.

La curva de caudal contra cabeza total de la bomba (Q vs. h_p), se la obtuvo del catálogo de la bomba y se la presenta en el anexo 11. Para determinar la ecuación de esta curva, se toman diferentes caudales con el respectivo valor de la cabeza que le corresponde en el gráfico del anexo 11. Estos datos se los presenta en la tabla 4.24 en los que se realiza una conversión de unidades al sistema internacional.

Tabla 4.24 Valores para determinar la ecuación de la curva de la bomba

Q (GPM)	Q (m^3/s)	h_p (pie)	h_p (m)
0	0.00000	110.00	33.528
40	0.00252	110.00	33.528
80	0.00505	108.43	33.051
120	0.00757	105.22	32.070
160	0.01009	100.00	30.480
200	0.01262	92.70	28.254
240	0.01514	84.96	25.895
280	0.01767	73.91	22.529

Fuente: anexo 11 (Curva característica de la bomba)

Luego, se grafican estos puntos y se determina la ecuación, que de acuerdo a la teoría²², corresponde a una forma polinomial de segundo grado, que además, tiene el coeficiente de correlación más cercano a la unidad. Por lo tanto en la figura 4.13 se presenta la curva característica de esta bomba y su ecuación.

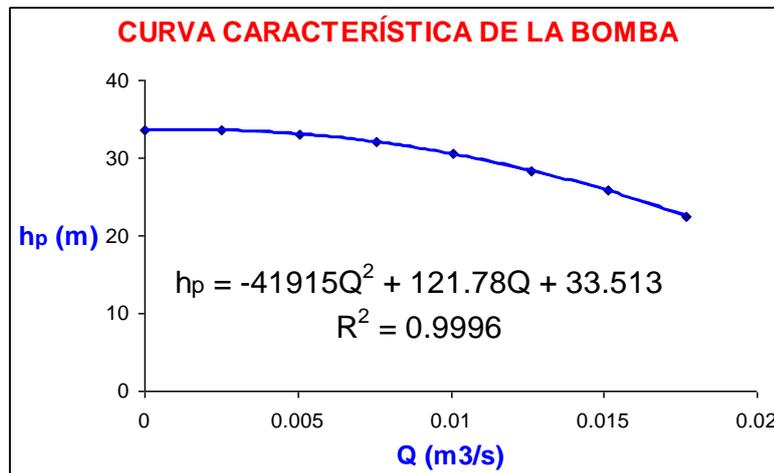


Figura 4.13 Curva y ecuación característica de la bomba

Para encontrar la curva del sistema, es necesario determinar la ecuación del balance de energía en el tramo A-B, la cual queda:

$$\left(\frac{P}{\gamma} + z + \frac{V^2}{2g} \right)_A + h_p - h_L = \left(\frac{P}{\gamma} + z + \frac{V^2}{2g} \right)_B \quad (4-28)$$

$P/\gamma =$ cabeza de presión ($\gamma =$ peso específico del agua = 9.79 kN/m^3)

$z =$ cabeza de elevación

$V^2/2g =$ cabeza de velocidad

$h_p =$ cabeza de la bomba (energía añadida al fluido por la bomba)

$h_L =$ pérdidas de energía debido a la fricción en los conductos y pérdidas debido a la presencia de accesorios.

En la ecuación 4-28 se puede eliminar el término de la cabeza de velocidad ya que los cambios de energía cinética son despreciables. Además, la suma de

²² Saldarriaga J.G. Hidráulica de tuberías, pág.: 158

las cabezas de presión y elevación suelen expresarse como una sola y toma el nombre de carga piezométrica (H):

$$H = (P/\gamma + z) \quad (4-29)$$

Las pérdidas por fricción y debido a los accesorios se las determina mediante la siguiente expresión:

$$h_L = RQ^2 \quad (4-30)$$

Q = caudal de agua que circula por cada tramo de la tubería

R = coeficiente de resistencia de la tubería (ecuación 4-31)

$$R = \frac{8f(L + Le)}{g\pi^2 D^5} \quad (4-31)$$

f = factor de fricción (ecuación 4-32)

L = longitud de la tubería

D = diámetro interno de la tubería

Le = longitud equivalente de las pérdidas menores (ecuación 4-33)

$$f = 1.325 \left[\ln \left(0.27 \frac{e}{D} \right) \right]^{-2} \quad (4-32)$$

$$Le = \frac{D}{f} \sum K \quad (4-33)$$

e = rugosidad absoluta para tuberías de acero ($e = 0.046 \text{ mm}$)

$\sum K$ = suma de todos los coeficiente de pérdida de los accesorios (anexo 11)

Con estas consideraciones y conociendo el significado de todos los términos involucrados, la ecuación del balance de energía del tramo A-B queda:

$$H_A - H_B + h_p = R_{AB} Q^2 \quad (4-34)$$

En la expresión anterior se debe reemplazar la ecuación de la bomba para poder graficar la curva del sistema. Sin embargo, no se trata de una red de tubería simple y no se puede graficar directamente porque se tiene la incógnita

de la cabeza piezométrica en el punto B (H_B). Por lo tanto, es necesario realizar el balance de energía del sistema para encontrar todas las incógnitas involucradas y luego poder graficar. En tal virtud, si se reemplaza la ecuación de la bomba (figura 4.13) en la expresión 4-34 y se realiza el balance de energía de toda la red, se obtienen las siguientes ecuaciones:

$$H_A - H_B + (-41915Q^2 + 121.78Q + 33.513) = R_{AB}Q^2 \quad (4-35)$$

$$H_B - H_C = R_{BC}Q_{BC}^2 \quad (4-36)$$

$$H_B - H_D = R_{BD}Q_{BD}^2 \quad (4-37)$$

$$H_D - H_E = R_{DE}Q_{DE}^2 \quad (4-38)$$

$$H_D - H_F = R_{DF}Q_{DF}^2 \quad (4-39)$$

$$H_F - H_G = R_{FG}Q_{FG}^2 \quad (4-40)$$

$$H_F - H_I = R_{FI}Q_{FI}^2 \quad (4-41)$$

Adicionalmente, se requieren las relaciones del balance de continuidad en cada una de las tres uniones (puntos B, D y F):

$$Q - Q_{BC} - Q_{BD} = 0 \quad (4-42)$$

$$Q_{BD} - Q_{DE} - Q_{DF} = 0 \quad (4-43)$$

$$Q_{DF} - Q_{FG} - Q_{FI} = 0 \quad (4-44)$$

Las cargas piezométricas, H , son conocidas en los puntos A, C, E, G e I, sus valores se los calcula en la siguiente tabla:

Tabla 4.25 Cálculo de las cargas piezométricas

PUNTO	P (psig)	P (kPa)	P/γ (m)	z (m)	H = P/γ + z (m)
A			2.40	0.4	2.80
C	33.8	233.04	23.80	1.71	25.51
E	34.6	238.56	24.37	0.3	24.67
G	32.9	226.84	23.17	1.45	24.62
I	31.4	216.50	22.11	0	22.11

Fuente: anexo 6, anexo 2 (plano TE-LTA-E03)

El coeficiente de resistencia de la tubería, R , para cada tramo, se lo determina aplicando la ecuación 4-31 y sus valores se muestran en la tabla 4-26:

Tabla 4.26 Cálculo de la resistencia de tubería

Tramo	L	D (pulg)	D (m)	f	$\sum K$	Le (m)	R (s ² /m ⁵)
A-B	7.596	3.00	0.0762	0.0174	20.01	87.517	53336.96
B-C	22.680	2.00	0.0508	0.0192	16.30	43.222	308668.44
B-D	1.000	2.00	0.0508	0.0192	6.90	18.296	90379.36
D-E	3.706	1.00	0.0254	0.0228	18.00	20.052	4237921.58
D-F	24.500	2.00	0.0508	0.0192	10.50	27.842	245158.96
F-G	3.000	1.00	0.0254	0.0228	9.75	10.862	2472594.24
F-I	8.566	2.00	0.0508	0.0192	9.75	25.853	161212.85

Fuente: anexo 2 (plano TE-LTA-E03), anexo 11 (Coeficiente de pérdida K)

A continuación se muestra un ejemplo de cómo se determinó el coeficiente de pérdida de los accesorios K de la tabla 4.26 para el tramo A-B ($\phi 3''$). Para lo cual, es necesario observar los accesorios que se encuentran en dicho tramo (anexo 2, plano TE-LTA-E03) y tomar los valores de K correspondiente, indicados en el anexo 11:

$$2 \text{ válvulas de globo: } K = 6.300 \times 2 = 12.600$$

$$7 \text{ codos de } 90^\circ: K = 0.795 \times 7 = 5.565$$

$$2 \text{ codos de } 45^\circ: K = 0.295 \times 2 = 0.590$$

$$1 \text{ tubo en "T": } K = 1.250 \times 1 = 1.250$$

$$\sum K = 20.005$$

En definitiva, las incógnitas de las ecuaciones 4-35 a 4-44 son las cargas piezométricas en las uniones H_B , H_D y H_F y las descargas Q , Q_{BC} , Q_{BD} , Q_{DE} , Q_{DF} , Q_{FG} y Q_{FI} . Se tienen, por tanto, 10 incógnitas con 10 ecuaciones no lineales. Para resolver este sistema se va a emplear un método de ensayo y error²³, suponiendo un caudal del sistema Q , con lo cual se pueden ir despejando el resto de incógnitas y las pruebas terminan cuando aproximadamente se cumplan las ecuaciones de continuidad (4-42 a 4-44).

En la tabla 4-27 se presenta la solución de estas ecuaciones.

²³ WIGGERT D.C. y POTTER M.C. Mecánica de fluidos, pág.:539

Tabla 4.27 Solución de las ecuaciones de comprobación del diseño

Tramo	Q (m ³ /s)	Unión	H (m)
A-B	0.0052	B	27.31
B-C	0.0024		
B-D	0.0028	D	26.61
D-E	0.0007		
D-F	0.0021	F	25.52
F-G	0.0006		
F-I	0.0015		

Fuente: propia

Como se puede apreciar en la tabla anterior, el caudal que actualmente circula por las líneas de tubería de agua del área de estampación (Q_{A-B}) es:

$$Q = 0.0052 \text{ m}^3/\text{s} = 5.2 \text{ L/s}$$

Reemplazando este caudal en la ecuación de la curva característica de la bomba (figura 4.13) se obtiene su cabeza de operación h_p , es decir la energía añadida al fluido por parte de la bomba:

$$h_p = -41915(0.0052)^2 + 121.78(0.0052) + 33.513 = 33.01 \text{ m}$$

Estos valores de caudal y cabeza, corresponden al punto de operación de la bomba. Para presentarlo gráficamente, es necesario dibujar el punto de corte entre la curva de la bomba y la del sistema. Para esto, reemplazando el coeficiente de resistencia de tubería (R_{AB}) y las cabezas piezométricas de los puntos A y B, y despejando la cabeza de la bomba, h_p , en la ecuación 4-34 se obtiene la siguiente expresión:

$$h_p = R_{AB}Q^2 - H_A + H_B$$

$$h_p = 53336.96Q^2 - 2.80 + 27.31$$

Por consiguiente la ecuación del sistema queda:

$$h_p = 53336.96Q^2 + 24.51 \quad (4-45)$$

Graficando la ecuación 4-45 en un mismo eje de coordenadas junto con la curva característica de la bomba, se obtiene su punto de operación (figura 4.14).

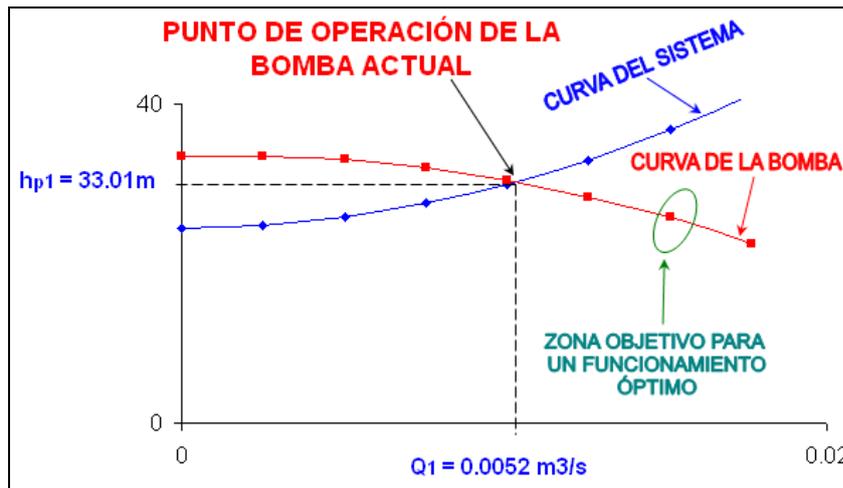


Figura 4.14 Punto de operación de la bomba

Se concluye que el punto de operación está lejos de la zona en la cual se obtiene la mayor eficiencia de la bomba. En su curva característica (anexo 11) se puede observar que esta zona se encuentra alrededor de los 200 GPM (0.01262 m³/s) de caudal y los 94 pie (28.65 m) de cabeza. De acuerdo al fabricante, en esta región se obtiene la mayor eficiencia de la bomba (62%).

Además, en el punto de operación con el que está funcionando la bomba, se tiene un alto valor en la cabeza, muy cercano a la máxima que puede tener la bomba, pero de acuerdo a su curva, cuando esto ocurre se obtiene el menor caudal. Por estas razones, lo más conveniente es reducir la cabeza para que aumente el caudal.

La bomba, en su curva característica (anexo 11), presenta eficiencias a diferentes valores de caudal y cabeza. En este caso, con el punto de operación determinado, se tiene la siguiente eficiencia de la bomba:

$$\left. \begin{array}{l} Q = 0.0052 \text{ m}^3 / \text{s} = 82.42 \text{ GPM} \\ h_p = 33.01 \text{ m} \end{array} \right\} \eta_p = 45\%$$

Por lo tanto, la energía que se aprovecha para transmitirla al fluido es:

$$P_p = P_m \times \eta_p \quad (4-46)$$

Donde, P_p = potencia que la bomba entrega al fluido

P_m = potencia del motor eléctrico = 7.5 hp = 5.6 kW (tabla 3.8)

η_p = eficiencia de la bomba (45%)

$$P_p = 5.6 \text{ kW} \times 0.45 = 2.52 \text{ kW}$$

Es decir, de los 5.6 kW de potencia del motor eléctrico, la bomba, actualmente, solo aprovecha el 45% para transmitirla al fluido. Por lo tanto, es necesario realizar algunos cambios, conservando la instalación actual, que es el objetivo de Textil Ecuador. En el siguiente capítulo se propone una alternativa para acercar el punto de operación a la zona de mayor eficiencia.

En lo que respecta a las caídas de presión, en tablas anteriores se han determinado datos y valores que sirven para calcular estas caídas, las cuales se resumen en la tabla 4.28.

Tabla 4.28 Pérdidas de presión en la red de tuberías para agua

Tramo	Le (m)	P (psi)	P (bar)	ΔP (bar)	ΔP bar/100m
AC	130.738	33.8	2.33	0.41	0.31
AE	125.865	34.6	2.39	0.35	0.28
AG	144.517	32.9	2.27	0.47	0.32
AI	159.508	31.4	2.16	0.57	0.36

Fuente: anexo 6, tabla 4.25

Para caudales hasta $0.008 \text{ m}^3/\text{s}$, como en este caso, las caídas de presión para líneas deben ser menores a 1.4 bar por cada 100 m de longitud de tubería equivalente²⁴. Por lo tanto, las caídas determinadas se mantienen debajo del límite permisible.

Finalmente, es necesario determinar las velocidades de flujo de agua en los diferentes tramos de la red para comprobar si caen dentro de los valores recomendados. En tabla 4.29 se presentan estos cálculos.

²⁴ Universidad de Oviedo, España, Diseño de un circuito de bombeo, Internet

Tabla 4.29 Velocidades de agua en la red de distribución

Tramo	Q (m^3/s)	ϕ (<i>pulg</i>)	ϕ (<i>m</i>)	$V = \frac{Q}{\frac{\pi}{4} D^2}$ (<i>m/s</i>)
A-B	0.0052	3.00	0.0762	1.14
B-C	0.0024	2.00	0.0508	1.19
B-D	0.0028	2.00	0.0508	1.37
D-E	0.0007	1.00	0.0254	1.34
D-F	0.0021	2.00	0.0508	1.04
F-G	0.0006	1.00	0.0254	1.19
F-I	0.0015	2.00	0.0508	0.74

Fuente: Tablas 4.26 y 4.27

En el tramo A-B, donde se encuentra la aspiración y la descarga de la bomba, ambos con el mismo diámetro (3"), se puede notar que la velocidad de descarga está cerca de lo recomendado (1.2 a 3.6 m/s)²⁵, lo cual no acarrea mayores problemas de vibraciones y erosión en la tubería. La velocidad en la aspiración está dentro de lo admisible (1.2 a 2.1 m/s). El rango de velocidades permisible para los ramales se encuentra entre 1 a 1.5 m/s , por consiguiente, todas las tuberías tienen velocidades admisibles, a excepción del tramo F-I, tal vez por el bajo caudal producto de la operación de la bomba.

4.5 RECOPIACIÓN Y PROCESAMIENTO DE DATOS DE LA ENERGÍA ELÉCTRICA

Uno de los alcances de esta auditoría es la corrección del factor de potencia de los receptores de energía eléctrica (maquinaria e iluminación). En tal virtud, los datos necesarios para realizar este estudio, es decir, la potencia activa (P) y el factor de potencia ($\cos \phi$), ya se los ha obtenido en la tabla 3.12. Se aclara que esta información corresponde a las placas de cada maquinaria, pues, la evaluación para la corrección del factor de potencia debe basarse en los datos nominales de los equipos.

²⁵ Carrier Air Conditioning Company. Manual de aire acondicionado, pág.:3.25

4.5.1 ANÁLISIS DE LA CORRECCIÓN DEL FACTOR DE POTENCIA EN LA MAQUINARIA Y EN LA ILUMINACIÓN

Con la información recopilada, se encuentra la potencia total (P_T) y el factor de potencia total ($\cos \varphi_T$) de la instalación (tabla 4.30), los cuales serán de utilidad para calcular el condensador o la batería de condensadores y con esto, corregir el factor de potencia del sistema y eliminar el cargo en la facturación eléctrica por trabajar con un bajo factor de potencia.

Tabla 4.30 Cálculo de la potencia aparente de los receptores de energía

Denominación	Datos		Cálculos
	$\cos \varphi$	Potencia activa $P (W)$	Potencia reactiva $Q = P \times \tan \varphi$ (VAR)
Estampadora	0.76	12800	10946.07
Cámara de secado	0.77	31200	25853.21
Reveladora	0.75	3500	3086.71
Recubridora	0.79	2900	2250.65
Cámara de polimerizado	0.76	3200	2736.52
Batidora 1	0.81	3800	2751.15
Batidora 2	0.80	3000	2250.00
Compresor	0.79	3500	2716.30
Bomba de agua	0.85	5600	3470.57
Máquina de coser	0.75	400	352.77
Bomba del agua de caldera	0.77	2300	1905.85
Lavadora de cilindros	0.76	1000	855.16
Fotoexpositora	0.78	1400	1123.19
Enrolladora	0.75	1300	1146.49
42 Lámparas fluorescentes	0.60	1680	2240.00
	Σ	77580	63684.64

Fuente: tabla 3.12

En tabla anterior se ha determinado la potencia activa total y la potencia reactiva total de la instalación eléctrica, cuyos valores son:

$$P_T = 77580 \text{ W}$$

$$Q_T = 63684.64 \text{ VAR}$$

La potencia aparente total (S_T) se la calcula mediante la siguiente expresión:

$$S_T = \sqrt{P_T^2 + Q_T^2} \quad (4-47)$$

$$S_T = \sqrt{77580^2 + 63684.64^2} = 100371.26 \text{ VA}$$

Finalmente, el factor de potencia de la instalación ($\cos \varphi_T$) es:

$$\cos \varphi_T = \frac{P_T}{S_T} \quad (4-48)$$

$$\cos \varphi_T = \frac{77580}{100371.26} = 0.77$$

El ángulo φ_T del triángulo de potencias de la instalación queda:

$$\cos \varphi_T = 0.77 \Rightarrow \varphi_T = \arccos 0.77 = 39.65^\circ$$

Ahora se puede representar gráficamente el triángulo de potencias de la instalación mediante la figura 4.15.

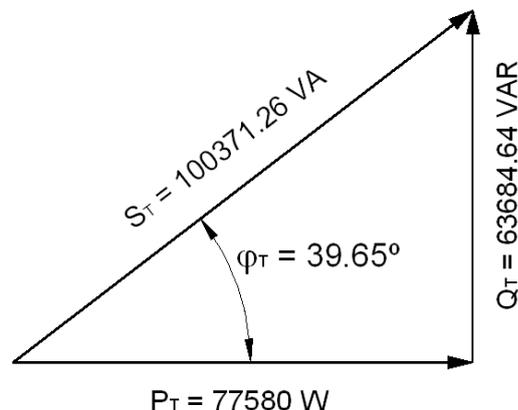


Figura 4.15 Triángulo de potencias del sistema trifásico de distribución de energía eléctrica del área de estampación

Este bajo factor potencia significa que la instalación produce un consumo de 77580 W, pero necesita de un suministro de 100371.26 VA por la línea para funcionar. En consecuencia, se produce un aumento de corriente por los conductores de la línea que repercute directamente en los costos de las instalaciones eléctricas de Textil Ecuador S.A. Por otro lado, este factor de potencia se traduce en una penalización por parte de la Empresa Eléctrica Quito en la planilla de cada mes. En el siguiente capítulo se analiza la forma de

corregir este factor de potencia y los ahorros económicos de los que puede beneficiarse Textil Ecuador.

CAPÍTULO 5

PROYECTO DE FACTIBILIDAD PARA LA IMPLANTACIÓN DE MEJORAS ENERGÉTICAS

En este capítulo se presentan alternativas para mejorar la eficiencia y el funcionamiento de los sistemas auditados. Luego, se determinan los ahorros económicos y las inversiones involucrados para obtener las mejoras propuestas. Finalmente, mediante una evaluación económica, a través del VAN, el TIR y el valor Beneficio/Costo, se determina la rentabilidad económica del proyecto.

5.1 ESTUDIO TÉCNICO. INGENIERÍA DEL PROYECTO

En este subcapítulo se proponen acciones de mejora para obtener ahorros energéticos en los sistemas auditados.

5.1.1 MEJORAS PARA LA EFICIENCIA DE LA CALDERA 1

Al hablar de mejoras en instalaciones de vapor es necesario considerar estas como un todo para conseguir un ahorro energético, ya que cualquier pequeña acción en cada una de sus partes va a repercutir en el conjunto. Lo que se trata de hacer es tomar medidas encaminadas a obtener el máximo rendimiento de las instalaciones ya existentes, lo que requerirá un importante esfuerzo personal por parte del usuario del recinto más que de inversión monetaria, que es el objetivo de Textil Ecuador.

Mejoras para optimizar el proceso de combustión

La primera acción a considerar en la caldera es la optimización del rendimiento de la combustión. El diagnóstico de la situación del generador en cuestión, obtenido a partir del análisis de gases, de las ecuaciones del proceso de combustión, información de gases no quemados, porcentaje de exceso de aire, eficiencia de la caldera, unidos a otros datos de funcionamiento como son la presión de trabajo y presión de alimentación; conduce a iniciar las acciones de mejora con las maniobras de ajuste en la combustión.

A pesar de existir un porcentaje de exceso de aire en esta caldera (13.6%), todavía se tiene combustible no quemado, de ahí la presencia de CO en los análisis de gases, con la acumulación en el hogar de una **peligrosa** mezcla rica en combustible. Para que se produzca una combustión completa en esta caldera, la teoría¹ recomienda un rango del 20% de exceso de aire para el Fuel Oil N°6. Por consiguiente, la solución que se propone es disminuir el caudal de combustible antes que el de aire ya que de esa manera se evitaría el desperdicio de combustible con el consiguiente ahorro económico.

Para reducir el consumo de combustible, es necesario determinar el nuevo caudal de Fuel Oil N°6 que garantice la combustión completa conservando el flujo de aire actual, para lo cual se procede de la siguiente manera:

$$mF := 36 \frac{\text{gal}}{\text{h}} \quad \text{Caudal de combustible que ingresa a la caldera}$$

$$\delta F := 3.7703 \frac{\text{kg}}{\text{gal}} \quad \text{Densidad del combustible}$$

$$MF := 10.8394 \frac{\text{kg}}{\text{kmol}} \quad \text{Peso molecular del combustible}$$

$$PCS := 156598.08 \frac{\text{Btu}}{\text{gal}} \quad \text{Poder calórico superior del combustible}$$

$$mVapor = 3920 \frac{\text{lbm}}{\text{h}} \quad \text{Caudal de vapor que sale de la caldera}$$

$$MA := 28.86 \frac{\text{kg}}{\text{kmol}} \quad \text{Peso molecular del aire}$$

$$\%AT := 113.6 \quad \text{Porcentaje de aire teórico actual}$$

$$\%AT2 := 120 \quad \text{Nuevo porcentaje de aire teórico (propuesto)}$$

$$AFideal := 4.274 \frac{\text{kmolA}}{\text{kmolF}} \quad \text{Relación aire a combustible ideal}$$

Se transforman las unidades de la relación anterior:

$$AFideal := AFideal \cdot \frac{MA}{MF} \quad (5-1)$$

¹ Pita E.G. Acondicionamiento de Aire: Principios y Sistemas, pág.:93

$$AF_{ideal} = 11.38 \frac{kgA}{kgF}$$

La relación aire a combustible real pero en unidades de masa queda:

$$AF_{real} := \%AT \cdot AF_{ideal} \quad (5-2)$$

$$AF_{real} = 12.931 \frac{kgA}{kgF}$$

El caudal de aire que ingresa a la caldera se determina de la siguiente manera:

$$mA := (mF \cdot AF_{real}) \cdot \delta F \quad (5-3)$$

$$mA = 1755.176 \frac{kg}{h}$$

La nueva relación de aire a combustible (requerida) será;

$$AF_{real2} := \%AT2 \cdot AF_{ideal} \quad (5-4)$$

$$AF_{real2} = 13.655 \frac{kgA}{kgF}$$

Y con este valor se determina el nuevo caudal de combustible (requerido):

$$mF2 = \left(\frac{mA}{AF_{real2}} \right) \times \frac{1}{\delta F} \quad (5-5)$$

$$mF2 = 34.091 \frac{gal}{h}$$

Con este consumo de combustible propuesto, se encuentra la nueva eficiencia del generador de vapor (η_2) mediante la ecuación 4-5:

$$\eta_2 := \frac{m_{Vapor} \cdot (1193.8 - 89.996)}{mF2 \cdot PCS} \cdot 100$$

$$\eta_2 = 81.05 \%$$

La eficiencia actual de la caldera, hallada en el subcapítulo 4.1.3, es:

$$\eta_{gen\ vap} = \eta_1 = 76.75\%.$$

Por lo tanto, el aumento en la eficiencia de la caldera sería:

$$\text{Incremento en la eficiencia de la caldera} = 81.05 - 76.75 = 4.3\%$$

Anualmente, el consumo de combustible es:

$$m_{\text{Faño}} = 36 \frac{\text{gal}}{\text{h}} \times 24 \frac{\text{h}}{\text{d}} \times 320 \frac{\text{d}}{\text{año}} = 276480 \frac{\text{gal}}{\text{año}} \quad (5-6)$$

Con la mejora propuesta se obtendría el siguiente ahorro de combustible:

$$\text{Ahorro}_{\text{combustible}} = m_{\text{Faño}} \left(1 - \frac{\eta_1}{\eta_2} \right) \quad (5-7)$$

$$\text{Ahorro}_{\text{combustible}} = 276480 \times \left(1 - \frac{76.75}{81.05} \right) = 14668.28 \frac{\text{gal}}{\text{año}}$$

Y, el nuevo gasto de combustible anual quedaría:

$$m_{\text{Faño}2} = m_{\text{Faño}} - \text{Ahorro}_{\text{combustible}} \quad (5-8)$$

$$m_{\text{Faño}2} = 276480 - 14668.28 = 261811.72 \frac{\text{gal}}{\text{año}}$$

Mejoras en el trazado de la red

En general se encontró que el trazado del sistema no tiene tuberías innecesarias, ni líneas fuera de servicio. Sin embargo, en lo que concierne a la falta de eliminadores de aire en toda la red y a los purgadores de agua en mal estado o fuera de servicio (tabla 4.6), se presentan las siguientes propuestas para reducir los problemas y las pérdidas que pueden estarse presentando por la falta de estos accesorios:

- Colocar purgadores de aire al final de los tramos 7-8, 9-10 y 14-15 (anexo 2, plano TE-LV-T01) porque son los lugares donde se producen cambios de dirección de la línea principal y la posible acumulación de la mayor cantidad de aire.

- Colocar purgadores de aire en las extremidades más alejadas de algunos tramos de las tuberías de suministro donde se presentan cambios de dirección como en las secciones 11-19, 13-34, 14-38, 49-55, 73-75 y 16-78. De esta forma se puede eliminar aire de las tuberías para que no dificulte el paso del vapor.
- Reemplazar los tres purgadores de agua (tabla 4.6) que se encuentran fuera de servicio ya que tienen descarga a la red de retorno y se podrían obtener beneficios energéticos.
- Sustituir los cinco eliminadores de agua en los que se están produciendo pérdidas de vapor (tabla 4.6).
- Efectuar una revisión periódica de los purgadores, tanto de aire como de agua, y realizar un mantenimiento preventivo de toda la red por lo menos una vez al año.

Mejoras en el dimensionamiento de la red de distribución de vapor

En lo referente al diseño de la red, se encontró que tanto la línea principal, como de suministro presentan caídas de presión admisibles, sin embargo la velocidad de flujo es inferior a la recomendada, por lo que se concluyó que las tuberías están sobredimensionadas. Por lo tanto, a continuación se presenta una propuesta de diseño de la red de distribución de vapor que guarde un equilibrio energético y económico.

Para el rediseño de la tubería principal se van a considerar los mismos datos de funcionamiento de la caldera y la siguiente caída de presión admisible:

Caída de presión: 8 *psi* por cada 30.48 *m* de longitud equivalente

Utilizando el gráfico dimensionado del tubo del anexo 7, se obtiene un diámetro de tubería de 2" con una velocidad de flujo de 24000 *pie/min*. Corrigiendo esta velocidad con el diagrama correspondiente de ese anexo, la velocidad del vapor será de 41 *m/s* (8070 *pie/min*). Es necesario comprobar la caída de presión con la longitud equivalente de la nueva tubería principal, así:

Diámetro nominal propuesto para la línea principal: 2"

Longitudes de tubería equivalentes (anexo 7):

4 codos de 90° de 2":	4 x 1.00 = 4.00 m
2 codos de 45° de 2":	2 x 0.79 = 1.58 m
6 T reductoras de 2":	6 x 1.40 = 8.40 m
1 válvula esférica de 2":	1 x 16.50 = 16.50 m
Longitud real de la tubería:	<u>53.80 m</u>
Longitud total de tubería equivalente:	84.28 m

Se tienen los siguientes resultados del diseño propuesto:

$$\text{Caída de presión tubería principal} = \frac{8 \times 84.28}{30.48} = 22.12 \text{ psi}$$

$$\text{Velocidad del vapor en la tubería principal} = 41 \text{ m/s (8070 pie/min)}$$

Los valores encontrados están dentro de las recomendaciones (caída máxima de 25 a 30 psi y velocidad de vapor entre 40 y 60 m/s)² que aseguran un funcionamiento con mínimas pérdidas y la velocidad del vapor dentro de lo permisible para que no se produzcan vibraciones ni golpes de ariete.

Adicionalmente, en la tabla 5.1 se calculan las caídas de presión en cada tramo de la línea principal propuesta, así como la velocidad de flujo.

Tabla 5.1 Diseño propuesto de la línea principal para la red de vapor del área de tintorería

Tramo	1-2-3-4	6-7-8-9	9-10-11	11-12	12-13	13-14	14-15-16
ϕ (pulg)	2	2	2	2	2	2	2
L eq (m)	18.50	2.98	2.40	1.40	1.40	1.40	2.40
L real (m)	3.90	12.79	11.60	1.75	6.25	1.85	11.20
L tot eq (m)	22.40	15.77	14.00	3.15	7.65	3.25	13.60
ΔP psi	5.88	4.14	3.67	0.83	2.01	0.85	3.57
P psig	123.72	119.58	115.91	115.08	113.07	112.22	108.65
\dot{m} lbm/h	3920.0	3688.5	3523.2	3170.4	2498.0	2101.2	359.5
A (pie ²)	0.0205	0.0205	0.0205	0.0205	0.0205	0.0205	0.0205
v_g (pie ³ /lbm)	3.360	3.457	3.558	3.580	3.635	3.658	3.760
V (pie/min)	10702.3	10363.1	10185.9	9224.2	7379.2	6246.7	1098.7
V (m/s)	54.37	52.64	51.74	46.86	37.49	31.73	5.58

Fuente: anexo 7 (Longitudes de tubería equivalentes) y anexo 2 (plano TE-LV-T01)

² ASHRAE Fundamentals

Ejemplo de cálculo de la tabla 5.1

Tramo: 9-10-11 (anexo 2, plano TE-LV-T01)

Diámetro nominal (ϕ): 2"

Longitudes de tubería equivalentes (anexo 7):

$$1 \text{ codo de } 90^\circ \text{ de } 2\frac{1}{2}": 1 \times 1.0 = 1.0 \text{ m}$$

$$1 \text{ T reductoras de } 2\frac{1}{2}": 1 \times 1.4 = 1.4 \text{ m}$$

Longitud real de la tubería (L real): 11.6 m

Longitud total de tubería equivalente (L tot eq): 14.0 m

Caída de presión en la línea principal: 8 *psi* por cada 30.48 *m* de longitud de tubería equivalente

$$\text{Caída de presión total en el tramo } (\Delta P) = \frac{8 \times 14}{30.48} = 3.67 \text{ } \psi si$$

Presión al inicio del tramo: $P_{6-7-8-9} = 119.58 \text{ } \psi sig \text{ (} 129.98 \text{ } \psi sia)$

Presión al final del tramo (P) = $119.58 - 3.67 = 115.91 \text{ } \psi sig \text{ (} 126.31 \text{ } \psi sia)$

La velocidad del fluido (V) se la encuentra mediante la ecuación 4-8 con los siguientes datos:

$$\dot{m} = \text{Caudal de consumo}^3 = 3523.2 \text{ } lbm/h \text{ (} 58.72 \text{ } lbm/min)$$

$$A = \text{Área de flujo (anexo 7)} = 0.0205 \text{ } pie^2$$

$$v_g = \text{volumen específico} = v_{g@126.31 \text{ } \psi sia} = 3.558 \text{ } pie^3/lbm$$

$$V = \frac{58.72}{0.0205} \times 3.558 = 10185.9 \frac{pie}{min} = 51.74 \frac{m}{s}$$

En cuanto a las mejoras en las líneas de suministro, en la tabla 5.2 se propone un diseño mediante un método de ensayo y error que garantiza las caídas de presión y velocidades de vapor dentro de los límites permisibles.

³ Caudal de diseño. Fuente: Textil Ecuador

Tabla 5.2 Diseño propuesto de las líneas de suministro de vapor del área de tintorería

Tramo	Destino	ΔP psi/30.48m	ϕ pulg	L equi m	L real m	L total equi m	ΔP psi	Presión psig	Caudal diseño lbm/h	Volumen específico pie ³ /lbm	Área de flujo pie ²	Velocidad del flujo pie/min	Velocidad del flujo m/s
9-17-18	Fular	9.000	¾	8.91	11.2	20.11	5.94	113.64	165.3	3.641	0.00300	3344.5	16.99
12-24-25		9.800	¾	15.32	5.8	21.12	6.79	108.29	143.3	3.797	0.00300	3022.9	15.36
11-19-20-21	Rama secadora	9.500	1	11.7	10.2	21.90	6.83	109.08	352.7	3.772	0.00499	4443.6	22.57
11-19-22-23		9.500	1	11.7	10.2	21.90	6.83	109.08		3.772	0.00499	4443.6	22.57
24-26-27-28-29	Giguell 1	8.500	¾	16.96	11.3	28.26	7.88	107.20	176.4	3.832	0.00300	3754.8	19.07
27-30-31	Giguell 2	9.200	¾	16.77	11.8	28.57	8.62	106.46	176.4	3.837	0.00300	3759.7	19.10
30-32-33	Giguell 3	9.500	¾	17.38	16	33.38	10.40	104.68	176.4	3.913	0.00300	3834.2	19.48
13-34-35-36	Engomadora 1	9.800	¾	15.93	11.5	27.43	8.82	104.25	209.4	3.902	0.00300	4539.8	23.06
35-37	Engomadora 2	9.800	¾	15.93	8.9	24.83	7.98	105.09	187.4	3.875	0.00300	4033.9	20.49
14-38-39-43-45-46-47-48	Giguell 4	7.500	1	30.91	30.75	61.66	15.17	97.05	242.5	4.149	0.00499	3360.4	17.07
39-40-41-42-43	Giguell 5	7.500	1	30.12	27.25	57.37	14.12	98.10	242.5	4.108	0.00499	3327.7	16.90
38-49-50-51-52-53-54	Giguell 6	7.500	1	22.21	30.75	52.96	13.03	99.19	242.5	4.067	0.00499	3294.0	16.73
49-55-56-57-58-59-60-61-62	Marcarola 1	5.700	1	48.82	39.65	88.47	16.54	95.67	264.6	4.201	0.00499	3712.4	18.86
61-63-64-65-66-67-68-69	Marcarola 2	5.500	1	49.84	44.35	94.19	17.00	95.22	264.6	4.219	0.00499	3727.7	18.94
68-70-71-72-73-74	Sec. tabor	6.200	1	42.16	43.3	85.46	17.38	94.84	297.6	4.233	0.00499	4208.4	21.38
73-75-76-77	Cuarto secado	7.000	1	34.76	46.25	81.01	18.60	93.61	304.4	4.280	0.00499	4351.9	22.11
16-75-76-77		9.500	¾	11.70	6.65	18.35	5.72	102.93		3.944	0.00499	4010.1	20.37
16-78-79-80-81	Calandra	9.500	½	12.77	14.8	27.57	8.59	100.06	242.5	4.034	0.00499	3267.1	16.60
5-82-83-84-85	Giguell 4, 5 y 6	8.000	½	6.3	30.1	36.39	9.55	110.03	231.5	3.718	0.00163	8827.9	44.85

Fuente: Textil Ecuador, anexo 7 (Longitudes de tubería equivalentes y Tablas de propiedades) y anexo 2 (plano TE-LV-T01)

Ejemplo de cálculo de la tabla 5.2

Tramo:	13-34-35-36 (plano TE-LV-T01)
Destino de consumo:	Engomadora 1
Caída de presión admisible:	9.8 <i>psi</i> por cada 30.48 <i>m</i> de long. equ.
Diámetro nominal propuesto:	¾"
Presión de inicio (P_o):	113.07 <i>psig</i> (123.47 <i>psia</i>)
Longitudes de tubería equivalentes (anexo 7):	
1 codo de 90° de ¾":	1 x 0.61 = 0.61 <i>m</i>
1 T de ¾" sin reducción:	1 x 0.42 = 0.42 <i>m</i>
1 T reductoras de 2½":	1 x 1.70 = 1.70 <i>m</i>
2 válvulas esféricas de ¾":	2 x 6.60 = 13.20 <i>m</i>
Longitud real de la tubería:	<u>11.50 <i>m</i></u>
Longitud total de tubería equivalente:	27.43 <i>m</i>

$$\text{Caída de presión total en el tramo} = \frac{9.8 \times 27.43}{30.48} = 8.82 \text{ } \psi\text{si}$$

$$\text{Presión de destino propuesto } (P_d) = 113.07 - 8.82 = 104.25 \text{ } \psi\text{sig} \text{ (114.65 } \psi\text{sia)}$$

En cuanto a la mayor caída de presión en el diseño propuesto, quedaría:

Sección de mayor caída de presión:	1-2-3-4-5-6-7-8-9-10-11-12-13- 14-38-49-55-56-58-61-63-65-68- 70-73-75-76-77
Presión a la salida de la caldera:	129.6 <i>psig</i> (140 <i>psia</i>)
Presión en el cuarto de secado:	93.61 <i>psig</i> (104.01 <i>psia</i>)
Caída de presión total:	35.99 <i>psi</i>
Longitudes de tubería equivalentes (anexo 7):	
3 codos de 90° de 2":	3 x 1.00 = 3.00 <i>m</i>
2 codos de 45° de 2":	2 x 0.79 = 1.58 <i>m</i>
2 codos de 90° de 1":	2 x 0.51 = 1.02 <i>m</i>
5 T reductoras de 2":	5 x 1.40 = 7.00 <i>m</i>
9 T de 1" sin reducción:	9 x 0.51 = 4.59 <i>m</i>
1 válvula esférica de 2":	1 x 16.50 = 16.50 <i>m</i>
3 válvulas esféricas de 1":	3 x 8.70 = 26.10 <i>m</i>

Longitud real de la tubería:	<u>86.40 m</u>
Longitud total de tubería equivalente:	146.19 m

Por consiguiente, la mayor caída de presión por cada 100 *pie* (30.48 m) de longitud equivalente en el rediseño, quedaría:

$$\frac{35.99 \times 30.48}{146.19} = 7.5 \text{ psi por cada } 30.48 \text{ m de longitud equivalente}$$

En definitiva, se han determinado que las caídas de presión en toda la red del diseño propuesto, se mantienen dentro de los valores permisibles que aseguran un funcionamiento silencioso y evitan los posibles golpes de ariete, vibraciones y fracturas en las tuberías. De igual forma, las velocidades de flujo giran alrededor de los límites recomendados tanto en la línea principal como en las de distribución. Por lo tanto, este análisis traerá beneficios económicos a Textil Ecuador cada vez que sea necesario reemplazar las líneas y sus accesorios, porque se tendría un costo inicial inferior ya que el diámetro calculado es menor al que se tiene actualmente en la mayoría de la red.

Mejoras para reducir las pérdidas de calor en la red de distribución

En cuanto al sistema de distribución de vapor, existen muchos tramos que se encuentran sin aislante, y es ahí donde se producen las mayores pérdidas caloríficas. Por lo tanto la mejora que se propone para reducir las pérdidas en las líneas de vapor es cubrir las tuberías no aisladas con lana de vidrio, con lo cual se disminuirán pérdidas y costos.

Se estima conveniente utilizar lana de vidrio como aislante porque en la industria es la mejor alternativa para disminuir los altos costos por concepto de combustible. Su conformación homogénea y baja densidad le da un bajo coeficiente de conductividad térmica, convirtiéndose en el mejor aislante para alta temperatura. El retorno de la inversión se produce en corto tiempo.

Entonces se va a determinar el espesor mínimo del aislante que minimice la pérdida de calor. Para esto, se debe hablar de un radio crítico, el cual se lo encuentra mediante la siguiente expresión:

$$r_{cr} = \frac{k}{h} \quad (5-9)$$

$k = 0.046 \frac{W}{m \cdot K}$ Coeficiente de conductividad térmica de la lana de vidrio

$h \cong 10 \frac{W}{m^2 \cdot K}$ Valor típico del coeficiente de transferencia de calor por convección libre en aire

Y, el radio de aislamiento crítico será:

$$r_{cr} = \frac{0.046}{10} = 0.0046 \text{ m} = 4.6 \text{ mm}$$

Este valor es tan pequeño que, de acuerdo a la teoría de la transferencia de calor, no es necesario preocuparse por los efectos de un radio crítico, por lo tanto, cualquier aumento de aislante incrementaría la resistencia total y disminuiría la pérdida de calor hacia los alrededores. En ese sentido, se propone trabajar con lana de vidrio de 1" de espesor ya que se lo consigue fácilmente en el mercado.

En el anexo 8 se presentan los datos y cálculos de las pérdidas de calor de todo el sistema de distribución asumiendo que cada una de las tuberías se encuentra aislada con lana de vidrio de 1". El procedimiento para encontrar estas pérdidas es similar a los cálculos presentados en el subcapítulo 4.1.4, con la diferencia de que todas las líneas se suponen aisladas. Su valor sería:

$$Q_{1\text{ aisl total}} = 47.97 \text{ kW}$$

Si se realiza esta acción de mejora, se obtendría la siguiente reducción de pérdidas de calor:

$$\text{Reducción}_{\text{pérdidas de calor}} = Q_{1\text{ aisl parcial}} - Q_{1\text{ aisl total}} \quad (5-10)$$

$$\text{Reducción}_{\text{pérdidas de calor}} = 74.35 - 47.97 = 26.38 \text{ kW}$$

$$\%Reducción_{p\acute{e}rdidas\ de\ calor} = \frac{26.38}{74.35} \times 100 = 35.48\% \quad (5-11)$$

Lo cual quiere decir que se obtendría el siguiente ahorro de combustible:

$$Ahorro_{combustible} = \frac{Ahorro_{energ\acute{e}tico}}{PCS} \quad (5-12)$$

$$Ahorro_{combustible} = \frac{26.38 \frac{kJ}{s} \times 3600 \frac{s}{h}}{165221.48 \frac{kJ}{gal}} = 0.5748 \frac{gal}{h}$$

$$Ahorro_{combustible\ al\ a\~{n}o} = 0.5748 \frac{gal}{h} \times 24 \frac{h}{d} \times 320 \frac{d}{a\~{n}o} = 4414.40 \frac{gal}{a\~{n}o}$$

Mejoras en la frecuencia de purgas de la caldera 1

Una solución para la acumulación de incrustaciones en el agua de caldera es asegurarse de ablandar el agua de aportación, porque de lo contrario, las incrustaciones pueden reducir su eficiencia tanto como 5% o 10% y puede, incluso, ser peligroso para la instalación. Ablandando el agua de alimentación, la dureza sería controlada y no habría más factor limitante para incrementar los ciclos de concentración basándose en los sólidos totales disueltos (TDS) con el máximo valor recomendado por la ABMA:

Sólidos totales disueltos (TDS):

$$\frac{3500}{275} = 12.73 \text{ ciclos de concentración (máximo)}$$

Se puede notar que los ciclos de concentración máximos, una vez que el agua sea ablandada hasta una dureza de 0 a 1 ppm, reducirían el porcentaje de purgas y garantizarían que todas las impurezas sean evacuadas de la caldera produciéndose las menores pérdidas de energía.

Para conseguir este porcentaje de purga, la incrustación puede ser prevenida en forma interna (productos químicos) y/o externa (ablandador). Como sea, el tratamiento interno, a la larga, solo es más costoso y se incrementa a elevados

rangos de dureza. Por lo tanto, para la solución del problema de la dureza del agua de aportación, se propone como acción de mejora el uso de un ablandador, ya que este, en conjunto con un tratamiento químico es más efectivo, confiable, seguro y económico.

Cálculo de un ablandador⁴

- *Determinación de la dureza en el agua de alimentación.*

Se ha reportado una dureza total de 144.7 ppm (anexo 5). Para transformarla a gpg (granos por galón) se divide para 17.1, así:

$$\frac{144.8}{17.1} = 8.47 \text{ gpg}$$

Esta medida significa cuantos granos de resina se necesitan para suavizar un galón de agua.

- *Determinación de la alimentación de agua máxima a la caldera.*

Por cada hp, la caldera requiere alimentarse con 4.25 gal/h de agua. Para esta caldera de 200 Bhp se tiene:

$$\text{Alimentación de agua a la caldera} = 200\text{hp} \times 4.25 \frac{\text{gal}}{\text{h} \cdot \text{hp}} = 850 \frac{\text{gal}}{\text{h}}$$

- *Determinación de la cantidad de retorno de condensados y de la alimentación neta a la caldera.*

La alimentación de diseño es de 850 gal/h, si el retorno de condensados es del 41.10% (subcapítulo 4.1.4), es decir, 349.35 gal/h, entonces, la alimentación neta será:

$$\text{Alimentación neta a la caldera} = 850 - 349.35 = 500.65 \text{ gal/h}$$

- *Determinación de la alimentación total requerida por día.*

$$500.65 \frac{\text{gal}}{\text{h}} \times 24 \frac{\text{h}}{\text{d}} = 12015.6 \frac{\text{gal}}{\text{d}}$$

- *Determinación de los granos totales de dureza a remover por día.*

⁴ SISTEAGUA, Calidad de agua para generadores de vapor, México D.F., Internet

$$12015.6 \frac{\text{gal}}{d} \times 8.47 \frac{\text{granos}}{\text{gal}} = 101772.13 \frac{\text{granos}}{d}$$

Debido a la natural importancia de obtener agua ablandada como alimentación a la caldera, es necesario considerar un margen de error en la selección del ablandador. Este margen es común que sea del 15%, así:

$$\text{Demanda total a remover} = 101772.13 \times 1.15 = 117037.95 \frac{\text{granos}}{d}$$

Por consiguiente, el ablandador para el agua de aportación a la caldera del área de tintorería debe tener las siguientes características:

$$\text{Características del ablandador} \left\{ \begin{array}{ll} \text{Dureza a remover:} & 117037.95 \text{ granos/d} \\ \text{Presión de trabajo:} & 140 \text{ psia} \end{array} \right.$$

Con el ablandador, el agua de alimentación sería suavizada, se eliminarían los problemas de incrustación y se obtendría el grado preciso (requerido) de purga:

$$BDR = \frac{A}{BR - A} \times LBH \quad (5-13)$$

BDR = Purga requerida de la caldera

A = ppm de sólidos totales disueltos (TDS) en el agua de alimentación

BR = ppm de TDS en el agua de caldera recomendado por la ABMA

LBH = caudal de vapor generado en la caldera

Por lo tanto, el caudal de purga requerido de la caldera sería:

$$BDR = \frac{275}{3500 - 275} \times 3920 = 334.26 \frac{\text{lbm}}{h}$$

Con estas mejoras, se obtendría una reducción en la purga de:

$$\text{Reducción}_{\text{purga}} = BD - BDR = 554.72 - 334.26 = 210.46 \frac{\text{lbm}}{h} \quad (5-14)$$

$$\% \text{Reducción}_{\text{purga}} = \frac{BD - BDR}{BD} \times 100 \quad (5-15)$$

$$\%Reducción_{purga} = \frac{554.72 - 334.26}{554.72} \times 100 = 39.74\%$$

Además, conociendo la energía del agua purgada, $h_{f@140psia} = 325.05 \text{ Btu/lbm}$, y la entalpía del agua de alimentación, $h_{f@122^{\circ}F} = 89.996 \text{ Btu/lbm}$; con esta frecuencia de purgas propuesta, las pérdidas energéticas serían:

$$Pérdidas_{propuestas\ por\ purgas} = 334.26 \frac{\text{lbm}}{\text{h}} \times (325.05 - 89.996) \frac{\text{Btu}}{\text{lbm}} = 78569.15 \frac{\text{Btu}}{\text{h}}$$

$$Pérdidas_{propuestas\ por\ purgas} = 23.03 \text{ kW}$$

Es decir, las pérdidas por purgas disminuirían al siguiente porcentaje:

$$\%Pérdidas_{propuestas\ por\ purgas} = \frac{23.03 \text{ kW}}{1268.09 \text{ kW}} \times 100 = 1.82\%$$

De acuerdo a la recomendación de la empresa AWT, las pérdidas de energía por purgas no deberían exceder del 3% en esta caldera. Por lo tanto, con la acción propuesta, se llega a un valor de pérdidas admisible y que repercute positivamente en el conjunto mejorando la eficiencia del sistema porque se puede obtener el siguiente ahorro de combustible:

$$Ahorro_{por\ purga} = 210.46 \frac{\text{lbm}}{\text{h}} \times (325.05 - 89.996) \frac{\text{Btu}}{\text{lbm}} = 49469.46 \frac{\text{Btu}}{\text{h}}$$

$$Ahorro_{combustible\ por\ purga} = \frac{Ahorro_{por\ purga}}{PCS} \quad (5-16)$$

$$Ahorro_{combustible\ por\ purga} = \frac{49469.46 \frac{\text{Btu}}{\text{h}}}{156598.08 \frac{\text{Btu}}{\text{gal}}} = 0.3159 \frac{\text{gal}}{\text{h}}$$

$$Ahorro_{combustible\ por\ purga\ al\ año} = 0.3159 \frac{\text{gal}}{\text{h}} \times 24 \frac{\text{h}}{\text{d}} \times 320 \frac{\text{d}}{\text{año}} = 2426.12 \frac{\text{gal}}{\text{año}}$$

Estas acciones individuales, podrían mejorar la eficiencia de la instalación actual, como se ejemplifica en la figura 5.1.

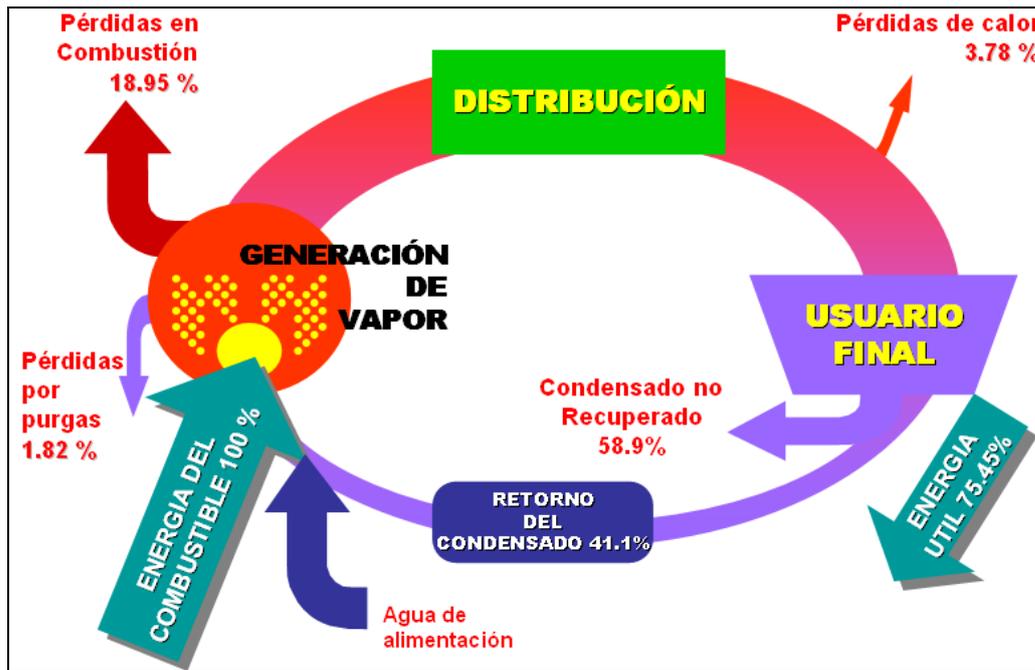


Figura 5.1 Pérdidas de energía propuestas para el sistema de vapor del área de tintorería

Comparando las figuras 4.7 y 5.1, se puede concluir que la eficiencia del sistema de distribución de vapor puede aumentar de **67.93%** a **75.45%** como consecuencia de las acciones de mejora, es decir, se podría obtener una elevación en el rendimiento del **7.52%**, con el correspondiente ahorro económico en combustible.

5.1.2 MEJORAS PARA LA EFICIENCIA DE LA CALDERA 2

Al igual que en el sistema de vapor del área de tintorería, se van a proponer acciones en cada una de las partes estudiadas del sistema de vapor del área de estampación para mejorar la eficiencia del conjunto.

Mejoras para optimizar el proceso de combustión en la caldera 2

La presencia de CO en los productos de la combustión, determina que el combustible se ha quemado parcialmente, a pesar de trabajar con un 15.4% de exceso de aire. La solución que se plantea es regular el caudal de combustible, hasta que la mezcla presente un 20% de exceso de aire, con lo cual, se reducen desperdicios de combustible. Para hallar este nuevo gasto de Fuel Oil N°6, conservando el flujo actual de aire, se utiliza el mismo procedimiento de

cálculo que en el caso de la caldera 1, las ecuaciones desde la 5-1 hasta la 5-8 y las propiedades del combustible, como se muestra a continuación:

$mF := 16 \frac{\text{gal}}{\text{h}}$	Caudal de combustible que ingresa a la caldera
$mVapor = 1800 \frac{\text{lbm}}{\text{h}}$	Caudal de vapor que sale de la caldera
$\%AT := 113.6$	Porcentaje de aire teórico actual
$\%AT2 := 120$	Nuevo porcentaje de aire teórico (propuesto)

La relación aire a combustible ideal en unidades de masa es la misma encontrada en la caldera anterior dado que utilizan el mismo combustible:

$$AF_{ideal} = 11.38 \frac{\text{kgA}}{\text{kgF}}$$

$$AF_{real} := \%AT \cdot AF_{ideal}$$

$$AF_{real} = 13.138 \frac{\text{kgA}}{\text{kgC}}$$

El caudal de aire que ingresa a la caldera es:

$$mA := (mF \cdot AF_{real}) \cdot \delta F$$

$$mA = 792.523 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

La nueva relación de aire a combustible (requerida) sería la siguiente:

$$AF_{real2} := \%AT2 \cdot AF_{ideal}$$

$$AF_{real2} = 13.655 \frac{\text{kgA}}{\text{kgF}}$$

El nuevo caudal de combustible (requerido) sería:

$$mF2 = \left(\frac{mA}{AF_{real2}} \right) \times \frac{1}{\delta F}$$

$$mF2 = 15.393 \frac{\text{gal}}{\text{h}}$$

Con esto, se estima la nueva eficiencia del generador de vapor (η_2):

$$\eta_2 := \frac{m_{\text{Vapor}} \cdot (1187.8 - 54.078)}{mF2 \cdot PCS} \cdot 100$$

$$\eta_2 = 84.563 \%$$

La eficiencia actual de la caldera, hallada en el apartado 4.2.3, es:

$$\eta_{\text{gen vap}} = \eta_1 = 81.45\%$$

Por lo tanto, el aumento en la eficiencia de la caldera sería el siguiente:

$$\text{Incremento en la eficiencia de la caldera} = 84.563 - 81.45 = 3.113\%$$

Actualmente, el consumo de combustible al año es de:

$$m_{\text{Faño}} = 16 \frac{\text{gal}}{\text{h}} \times 12 \frac{\text{h}}{\text{d}} \times 300 \frac{\text{d}}{\text{año}} = 57600 \frac{\text{gal}}{\text{año}}$$

El ahorro de combustible que se obtendría con la mejora propuesta sería:

$$\text{Ahorro}_{\text{combustible}} = 57600 \times \left(1 - \frac{81.45}{84.563} \right) = 2120.42 \frac{\text{gal}}{\text{año}}$$

Y el nuevo gasto de combustible:

$$m_{\text{Faño}2} = 57600 - 2120.42 = 55479.58 \frac{\text{gal}}{\text{año}}$$

Mejoras en la frecuencia de purgas de la caldera 2

Las purgas en esta caldera se están realizando adecuadamente, sin embargo todavía hay espacio para mejorar y reducir su frecuencia. Así, el grado preciso (requerido) de purga se puede calcular por medio de la ecuación 5-13, basada en los ciclos de concentración recomendados por la ABMA:

$$BDR = \frac{257}{3500 - 257} \times 1800 = 142.65 \frac{\text{lbm}}{\text{h}}$$

Con esto, se obtendría la siguiente reducción en la frecuencia de purgas:

$$\text{Reducción}_{\text{purga}} = BD - BDR = 194.78 - 142.65 = 52.13 \text{ lbm/h}$$

$$\% \text{Reducción}_{\text{purga}} = \frac{194.78 - 142.65}{194.78} \times 100 = 26.76\%$$

La entalpía del agua purgada es $h_{f@100\text{psia}} = 298.61 \text{ Btu/lbm}$, y la entalpía del agua de alimentación es $h_{f@86^\circ\text{F}} = 54.078 \text{ Btu/lbm}$; por lo tanto, con esta frecuencia de purgas propuesta, las pérdidas de energía pueden ser:

$$\text{Pérdidas}_{\text{propuestas por purgas}} = 142.65 \frac{\text{lbm}}{\text{h}} \times (298.61 - 54.078) \frac{\text{Btu}}{\text{lbm}} = 34882.49 \frac{\text{Btu}}{\text{h}}$$

$$\text{Pérdidas}_{\text{propuestas por purgas}} = 10.22 \text{ kW}$$

Con lo cual, las pérdidas por purgas disminuirían al siguiente porcentaje:

$$\% \text{Pérdidas}_{\text{propuestas por purgas}} = \frac{10.22 \text{ kW}}{598.41 \text{ kW}} \times 100 = 1.71\%$$

Estas pérdidas energéticas propuestas son menores al 3% recomendado por la empresa AWT y menores a las pérdidas que se tienen actualmente (2.33%), obteniéndose el siguiente ahorro en combustible:

$$\text{Ahorro}_{\text{energía por purga}} = 52.13 \frac{\text{lbm}}{\text{h}} \times (298.61 - 54.078) \frac{\text{Btu}}{\text{lbm}} = 12747.45 \frac{\text{Btu}}{\text{h}}$$

$$\text{Ahorro}_{\text{combustible por purga}} = \frac{12747.45 \frac{\text{Btu}}{\text{h}}}{156598.08 \frac{\text{Btu}}{\text{gal}}} = 0.0814 \frac{\text{gal}}{\text{h}}$$

$$\text{Ahorro}_{\text{combustible por purga al año}} = 0.0814 \frac{\text{gal}}{\text{h}} \times 12 \frac{\text{h}}{\text{d}} \times 300 \frac{\text{d}}{\text{año}} = 293.05 \frac{\text{gal}}{\text{año}}$$

5.1.2.1 Sistema de Distribución de Vapor

Mejoras en el trazado de la red

El trazado del sistema no presenta líneas fuera de servicio ni tuberías que presenten desgaste, oxidación o rotura. Sin embargo, existen tres purgadores de vapor trabajando con pérdidas y uno fuera de servicio (tabla 4.17). Además, no se observan eliminadores de aire en ninguna parte de la red. Por lo tanto, se proponen las siguientes acciones para disminuir los problemas y las pérdidas que pueden presentarse por la falta de estos accesorios:

- Colocar una trampa de vapor en la parte inferior del tramo 3-4 (anexo 2, plano TE-LV-E01), debido a que se trata de una tubería inclinada, donde se produce acumulación de condensado.
- Reemplazar los purgadores de vapor que se encuentran en los tramos 18-19, 26-27, 30-39 y 32-33 para reducir las pérdidas y aumentar el porcentaje de retorno de condensado.
- Colocar un purgador de aire al final de los tramos 3-4, 4-5, 29-30 y 30-39 porque son los lugares donde se producen cambios de dirección y la posible acumulación de la mayor cantidad de aire.
- Realizar un programa de mantenimiento preventivo una vez al año para adelantarse a las posibles fallas y asegurar un adecuado funcionamiento, tanto de los accesorios como de las tuberías.

Mejoras en el dimensionamiento de la red de distribución de vapor

En la comprobación del diseño de la red se determinó que en todas las tuberías se producen caídas de presión dentro de los valores recomendados, pero, la velocidad de flujo es inferior a la permisible tanto en la línea principal como secundaria, concluyéndose que las tuberías están sobredimensionadas. En tal virtud, se propone un diseño que satisfaga las condiciones energéticas y económicas para un funcionamiento adecuado.

Para el nuevo diseño de la tubería principal se consideran los mismos datos de funcionamiento de la caldera y la siguiente caída de presión permisible:

Caída de presión: 5 *psi* por cada 30.48 *m* de longitud equivalente

Con la ayuda del gráfico dimensionado del tubo del anexo 7, se obtiene un diámetro de tubería de 2" con una velocidad de flujo de 18000 *pie/min* (91.4 *m/s*). Corrigiendo esta velocidad con el diagrama correspondiente (anexo 7), la velocidad del vapor será de 39.5 *m/s* (7775.6 *pie/min*). Es necesario comprobar la caída de presión con la longitud equivalente de la nueva tubería principal propuesta:

Diámetro nominal propuesto para la tubería principal: 2"

Longitudes de tubería equivalentes (anexo 7):

$$2 \text{ codos de } 90^\circ \text{ de } 2": \quad 2 \times 1.00 = 2.00 \text{ m}$$

$$3 \text{ codos de } 45^\circ \text{ de } 2": \quad 3 \times 0.79 = 2.37 \text{ m}$$

$$2 \text{ válvulas esférica de } 2": \quad 2 \times 16.50 = 33.00 \text{ m}$$

$$\text{Longitud real de la tubería:} \quad \underline{31.60 \text{ m}}$$

$$\text{Longitud total de tubería equivalente:} \quad 68.97 \text{ m}$$

Los resultados del diseño propuesto son:

$$\text{Caída de presión tubería principal} = \frac{5 \times 68.97}{30.48} = 11.31 \text{ psi}$$

$$\text{Velocidad del vapor en la tubería principal} = 39.5 \text{ m/s (7775.6 pie/min)}$$

Los valores determinados están dentro de las recomendaciones (caída máxima de 25 a 30 *psi* y velocidad de vapor entre 40 y 60 *m/s*) que aseguran un funcionamiento con mínimas pérdidas y la velocidad del vapor dentro de lo admisible para que no se produzcan vibraciones, roturas ni golpes de ariete.

Por otra lado, en la tabla 5.3, se propone el rediseño de las líneas de suministro, por medio de un método de ensayo y error que asegura las caídas de presión y velocidades de vapor dentro de los rangos permisibles.

Tabla 5.3 Diseño propuesto de las líneas de suministro de vapor del área de estampación

Parámetro	Tramo				
	7-12-16-17	8-13-18-19-20	9-14-21-22-23-24	10-15-25-26-27-28	11-29-30-31-32-33
Destino	Rama secadora				Desgrabado
ϕ (pulg)	1	1	1	1	1
ΔP (psi/30.48 m)	9.00	9.00	9.00	9.00	9.00
L eq (m)	12.42	12.93	13.44	13.44	23.16
L real (m)	6.90	6.70	8.40	10.60	26.50
L tot eq (m)	19.32	19.63	21.84	24.04	49.66
ΔP (psi)	5.70	5.80	6.45	7.10	14.66
P (psig)	72.59	72.49	71.84	71.19	63.63
\dot{m} (lbm/h)	400.00	400.00	400.00	400.00	200.00
A (pie ²)	0.00499	0.00499	0.00499	0.00499	0.00499
v_g (pie ³ /lbm)	5.302	5.307	5.345	5.382	5.913
V (pie ³ /min)	7083.56	7090.61	7140.83	7190.82	3949.93
V (m/s)	35.98	36.02	36.28	36.53	20.07

Fuente: Textil Ecuador, anexo 7 y anexo 2 (plano TE-LV-E01)

Ejemplo de cálculo de la tabla 5.3

Tramo:	11-29-30-31-32-33 (plano TE-LV-E01)
Destino de consumo:	Engomadora 1
Caída de presión admisible:	9.0 psi por cada 30.48 m de long. equ.
Diámetro nominal propuesto:	1"
Presión de inicio (P_o):	89.6-11.31 = 78.29 psig
Longitudes de tubería equivalentes (anexo 7):	
6 codos de 90° de 1":	6 x 0.51 = 3.06 m
1 T reductora de 5":	1 x 2.70 = 2.70 m
2 válvulas esféricas de 1":	2 x 8.70 = 17.40 m
Longitud real de la tubería:	<u>26.50 m</u>
Longitud total de tubería equivalente:	49.66 m

$$\text{Caída de presión total en el tramo} = \frac{9.0 \times 49.66}{30.48} = 14.66 \text{ psi}$$

$$\text{Presión de destino propuesto } (P_d) = 78.29 - 14.66 = 63.63 \text{ psig } (74.03 \text{ psia})$$

De la tabla 5.3 se observa que las caídas de presión y las velocidades de flujo de vapor en las líneas de suministro propuestas están dentro de los rangos recomendados (de 2 a 10 *psi* por cada 30.48 *m* de longitud equivalente y velocidades de 3000 *pie/min* a 12000 *pie/min*).

La mayor caída de presión en el diseño propuesto quedaría:

Sección de mayor caída de presión:	1-2-3-4-5-6-7-8-9-10-11-29-30-31-32-33 (plano TE-LV-E01)
Presión a la salida de la caldera:	89.6 <i>psig</i> (100 <i>psia</i>)
Presión en la tina de desgrabado:	63.63 <i>psig</i> (74.03 <i>psia</i>)
Caída de presión total:	25.97 <i>psi</i>
Longitudes de tubería equivalentes (anexo 7):	
2 codos de 90° de 2”:	1 x 1.00 = 1.00 <i>m</i>
3 codos de 45° de 2”:	3 x 0.79 = 2.37 <i>m</i>
6 codos de 90° de 1”:	6 x 1.00 = 6.00 <i>m</i>
2 válvulas esféricas de 2”:	2 x 16.50 = 33.00 <i>m</i>
2 válvulas esféricas de 1”:	2 x 8.70 = 17.40 <i>m</i>
Longitud real de la tubería:	<u>58.10 <i>m</i></u>
Longitud total de tubería equivalente:	117.87 <i>m</i>

Esta caída de presión por cada 30.48 *m* de longitud equivalente sería:

$$\frac{25.97 \times 30.48}{117.87} = 6.72 \text{ } \psi\text{ por cada } 30.48 \text{ } m \text{ de longitud equivalente}$$

La caída de presión en una instalación de vapor de alta presión (100 *psia*), debe estar entre 2 y 10 *psi* por cada 30.48 *m* de longitud equivalente de tubería. Por lo tanto, el diseño propuesto mantiene los valores de caídas de presión y velocidades de flujo dentro de los límites recomendados en todas sus líneas. Además, debido a que el diámetro calculado es menor al que se tiene actualmente en todas las tuberías, se tendría un costo inicial inferior cada vez que sea necesario reemplazar las líneas y sus accesorios y se asegura un adecuado y silencioso funcionamiento previniéndose vibraciones, fracturas y los golpes de ariete en las tuberías.

Mejoras para reducir las pérdidas de calor en la red de distribución

De la misma forma que en las líneas de vapor de la caldera 1, en este sistema de distribución existen muchos tramos que se encuentran sin aislante, y es ahí donde se producen las mayores pérdidas de calor. Se propone como mejora, el aislamiento en las tuberías faltantes para reducir las pérdidas de calor con lo cual se ahorrarían costos energéticos y económicos a la empresa. En el anexo 8 se presentan los datos y cálculos de las pérdidas de calor del sistema de distribución asumiendo que todas las tuberías se encuentran aisladas con lana de vidrio. La forma en que se han determinado estas pérdidas es similar a lo que se presenta en el apartado 4.1.4. Su valor es:

$$Q_{2_{aisl\ total}} = 14.49\ kW$$

Con esta acción de mejora, se puede obtener la siguiente reducción de pérdidas de calor:

$$Reducción_{p\acute{e}rdidas\ de\ calor} = Q_{2_{aisl\ parcial}} - Q_{2_{ais\ total}} = 22.81 - 14.49 = 8.32\ kW$$

$$\%Reducción_{p\acute{e}rdidas\ de\ calor} = \frac{8.32}{22.81} \times 100 = 36.48\%$$

Y el ahorro anual en combustible puede ser:

$$Ahorro_{combustible} = \frac{Ahorro_{energ\acute{e}tico}}{PCS}$$

$$Ahorro_{combustible} = \frac{8.32 \frac{kJ}{s} \times 3600 \frac{s}{h}}{165221.48 \frac{kJ}{gal}} = 0.1813 \frac{gal}{h}$$

$$Ahorro_{combustible\ por\ a\~{n}o} = 0.1813 \frac{gal}{h} \times 12 \frac{h}{d} \times 300 \frac{d}{a\~{n}o} = 652.62 \frac{gal}{a\~{n}o}$$

Las propuestas de mejora en cada parte del sistema pueden aumentar la eficiencia del conjunto, tal como se esquematiza en la figura 5.2.

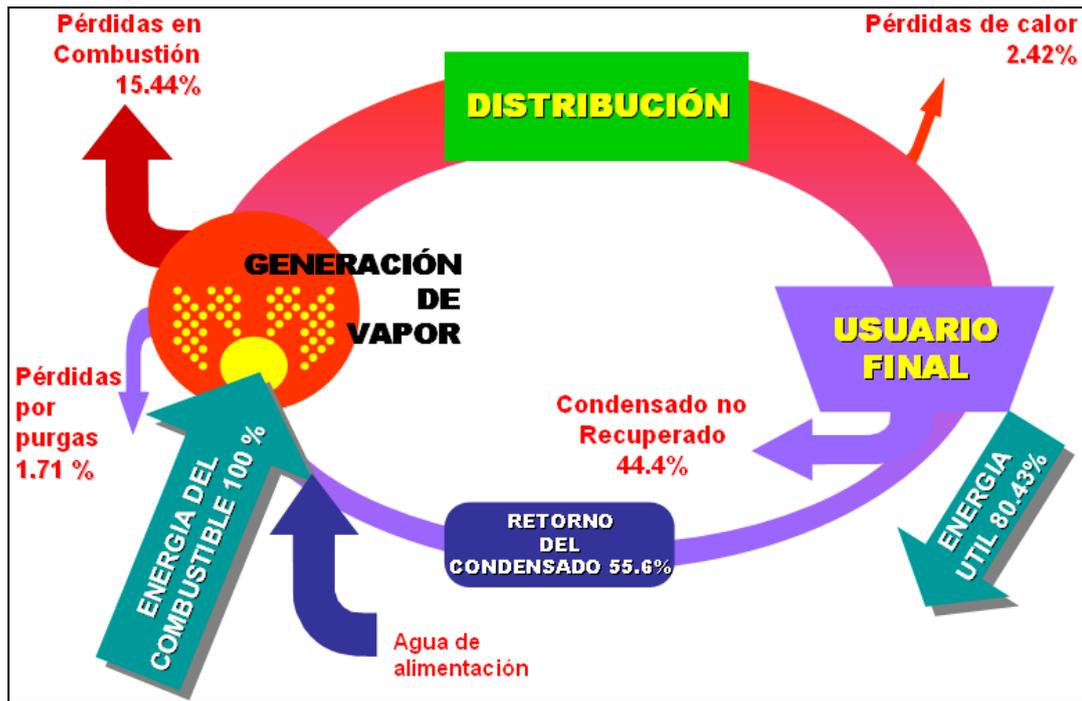


Figura 5.2 Pérdidas de energía propuestas para el sistema de vapor del área de estampación

Si se analizan los gráficos de las figuras 4.8 y 5.2, se observa que el porcentaje de energía útil en el sistema de distribución de vapor del área de estampación, puede aumentar de **75.31%** a **80.43%** como resultado de las propuestas para mejorar la eficiencia de cada una de las partes analizadas. En otras palabras, se podría obtener un aumento en la eficiencia del sistema del **5.12%**, lo cual representa ahorros en costos de combustible para la empresa.

5.1.3 MEJORAS PARA REDUCIR LAS PÉRDIDAS DE AIRE COMPRIMIDO

Mejoras en el trazado de la red

Aunque no se requiere una calidad elevada del aire, no existe siquiera una trampa de condensado a la salida del compresor (anexo 2, plano TE-AC-E02), lo cual resulta peligroso para la red de distribución, ya que el aire contiene vapor de agua y aceite que al condensarse se convierte en una emulsión tóxica, corrosiva y ácida, generando aumento de rugosidad en la tubería, caídas de presión, formación de partículas sólidas y rotura prematura de las líneas. Conviene por tanto minimizar el porcentaje de condensado desde la

salida del compresor y evitar que lleguen a la maquinaria neumática ya que podría arruinarlos por completo.

De acuerdo a las normas europeas PNEUROP, para las aplicaciones que se tienen en esta área (herramientas y motores neumáticos), la calidad de aire recomendada es la de clase 4, cuyas características se listan en la tabla 5.4:

Tabla 5.4 Calidad de aire comprimido de clase 4 según las normas europeas PNEUROP

Aplicación	Partículas sólidas (μm)	Contenido de aceite (mg/m^3)	Contenido de agua (mg/m^3)
Herramientas y motores neumáticos	<20	<25	<5

Fuente: Aire comprimido y su aplicación en la industria, Atlas Copco, págs.: 87 y 88

Entonces, para obtener una calidad de aire de clase 4, la mejor solución es eliminar los condensados y las partículas desde el principio colocando a la salida del compresor enfriadores y/o secadores, sin embargo, debido a que el compresor es de pistones y la presión de trabajo oscila entre los 6 y 7 bar, económicamente, no amerita el uso de estos dispositivos porque están diseñados para instalaciones de mayor capacidad.

Por lo tanto, en la distribuidora de sistemas de aire y gases comprimidos KAESER, se expusieron los requerimientos de la calidad de aire y recomendaron que la solución más factible para reducir los problemas que puede acarrear el condensado (aceite y agua) y las partículas sólidas, es la instalación a la salida del compresor de dos filtros:

- Un filtro separador para remover líquidos, el cual elimina gran parte del condensado.
- Un filtro para partículas, el cual atrapa las partículas sólidas (sólidos en suspensión) que pueda tener el aire, causantes de oxidación e incrustaciones en las tuberías.

En el esquema de la figura 5.3 se muestran los filtros separador y para partículas colocados inmediatamente después del compresor, como lo recomienda la empresa KAESER.

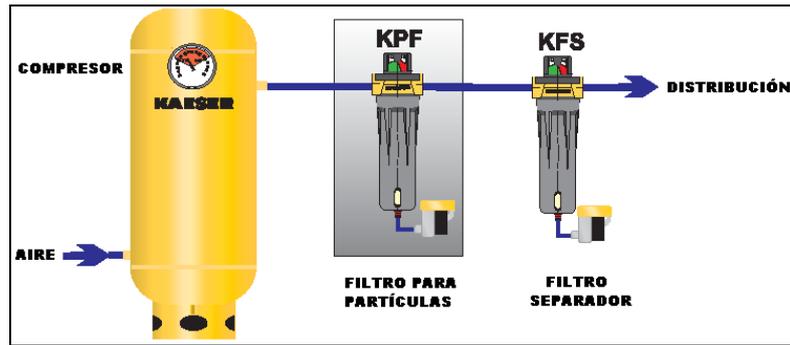


Figura 5.3 Esquema para mejorar la calidad del aire comprimido

De esta forma se garantiza la calidad del aire requerido, se evitan gastos en repuestos y reposición de componentes y se extiende la vida útil de las tuberías, accesorios y receptores de aire.

Mejoras en el dimensionamiento

En el subcapítulo 4.3.2, se estableció que la caída de presión en el tramo más alejado de la red (8.28%) es cuatro veces superior al valor recomendado (2%). Además, se determinó que los diámetros de las líneas de suministro son los adecuados para un buen funcionamiento, sin embargo, la línea principal está subdimensionada y por eso se presentan estas caídas. Por lo tanto, se procede a redimensionar la tubería principal (plano **TE-AC-E02**):

Tramo de la línea principal:	1-2-3-4-5-6-7-8
Diámetro interno propuesto:	26.6 mm ($\phi 1''$)
Caudal de aire en el compresor (\dot{m}):	40 CFM = 18.9 L/s
Presión relativa a la salida del compresor (P_{sc}):	6.52 bar (anexo 6)
Longitudes de tubería equivalente (anexo 7)	
6 codos de 90° de 1":	6 x 1.5 = 9.0 m
1 Te de 1":	1 x 1.5 = 1.5 m
1 válvula de compuerta de 1":	1 x 0.3 = 0.3 m
1 trampa de condensado de 1"	1 x 4.0 = 4.0 m
1 filtro para partículas de 1" (propuesto):	1 x 4.0 = 4.0 m
1 filtro separador de 1" (propuesto):	1 x 4.0 = 4.0 m
Longitud real de la línea:	39.7 m
Longitud equivalente de tubería total:	62.5 m

Usando el diagrama de caída de presión (anexo 11) con estos nuevos datos, se obtendría el siguiente valor:

$$\Delta P_{\text{línea principal propuesto}} = 0.06 \text{ bar}$$

$$\% \Delta P_{\text{línea principal propuesto}} = \frac{0.06}{6.52} \times 100 = 0.92\%$$

Anteriormente se probó con un diámetro nominal de $\frac{3}{4}$ " y se obtuvo una caída de 0.17 (2.61%), por lo tanto, la opción, económica y energética, más factible es utilizar tubería de 1" para la línea principal.

Para determinar la caída total que se tendría en el tramo más alejado del sistema, es necesario calcular las pérdidas en la línea de suministro que corresponde al tramo 8-19-20. La presión en esta tubería de servicio (P_s) será:

$$P_s = P_{sc} - \Delta P_{\text{línea principal propuesto}} \quad (5-17)$$

$$P_s = 6.52 \text{ bar} - 0.06 \text{ bar} = 6.46 \text{ bar}$$

Ingresando al ábaco de caída de presión (anexo 11), con esta presión, con el caudal nominal (18.9 L/s), con el valor de la longitud equivalente de tubería total (3.8 m), encontrado en el subcapítulo 4.3.2, y el diámetro interno de la tubería (15.8 mm), la caída de presión en esta línea sería:

$$\Delta P_{\text{línea suministro propuesto}} = 0.05 \text{ bar}$$

La máxima caída de presión que se tendría en el sistema sería:

$$\Delta P_{\text{tramo más alejado propuesto}} = 0.06 \text{ bar} + 0.05 \text{ bar} = 0.11 \text{ bar}$$

$$\% \Delta P_{\text{tramo más alejado propuesto}} = \frac{0.11}{6.52} \times 100 = 1.69\%$$

Esta caída de presión propuesta para el tramo más alejado de la red de distribución de aire comprimido está dentro del valor recomendado (2%) para obtener las pérdidas energéticas permisibles y también representaría un costo inicial óptimo cada vez que sea necesario reemplazar algún elemento del

sistema. Por consiguiente, la propuesta para mejorar el dimensionamiento de la red de aire comprimido es:

- Reemplazar la línea principal (tramo 1-2-3-4-5-6-7-8, plano **TE-AC-E02**) por tuberías con diámetro nominal de 1”.

Mejoras para reducir las pérdidas por fugas de aire

Como se pudo demostrar, se están produciendo pérdidas por fugas en las líneas de distribución del aire, por lo tanto, se procedió a la detección de estas. Debido a que no se dispone de instrumentación necesaria para hacerlo en forma más eficiente, se optó por identificarlas un día sábado cuando no hay ruidos en la fábrica, de esta forma y colocando solución jabonosa sobre los codos, tubos en “T”, válvulas y acoples, se lograron detectar cinco fugas, las cuales se indican en el plano TE-AC-E02 (anexo 2).

El costo de reparación de las fugas resulta nulo en comparación con los gastos de pérdidas de energía, no requiere de inversión y los resultados son inmediatos. La solución que se propone es sencilla y consiste en lo siguiente:

- Reparar las fugas detectadas (anexo 2, plano TE-AC-E02) con material para sellar, el cual se dispone en Textil Ecuador, realizando tres recubrimientos, primero con cinta de teflón, luego permatex y nuevamente teflón. De esta forma se garantiza un buen sellado de las uniones roscadas donde se presentan las fugas y se logra estanqueidad de los elementos.
- Realizar un mantenimiento preventivo de toda la red por lo menos una vez al año.

Debido a que se trata de un proyecto de factibilidad, pueden estimarse los ahorros energéticos que se obtendrían al solucionar este problema suponiendo que se logra una reducción de las fugas al 15%. En el subcapítulo 4.3.2 se calculó un valor de pérdidas por fugas del 32.86% del valor del caudal del compresor, por lo tanto, el ahorro de energía estimado⁵ que se lograría, recordando que la potencia del compresor es de 3.5 kW, sería:

⁵ Instituto Nacional de Energía, Conservación de la energía en la industria, pág.: 278

$$\text{Energía economizada} = \frac{32.86 - 15}{100} \times 3.5 \text{ kW} \times 12 \frac{h}{d} \times 300 \frac{d}{\text{año}} = 2250.36 \frac{\text{kWh}}{\text{año}}$$

5.1.4 MEJORAS PARA REDUCIR LAS PÉRDIDAS EN LAS TUBERÍAS PARA AGUA

El punto de operación de la bomba, ha brindado información útil para tomar decisiones racionales con respecto al mejoramiento del sistema y acercar este punto lo más posible a la zona de funcionamiento óptimo.

La teoría establece que la entrada o succión de agua a una bomba resulta crítica e influye en gran porcentaje en el punto de operación, porque esta succión debe ser capaz de permitir la entrada a la bomba de un flujo parejo de líquido a una presión suficientemente alta para evitar la formación de burbujas, ruidos, vibración desgaste y reducir pérdidas⁶.

Con base en lo anterior, se proponen las siguientes acciones para la línea de succión y para algunas secciones de la red, que se espera, mejoren el funcionamiento del sistema y el punto de operación de la bomba:

- Reducir la línea de succión entre el depósito y la bomba como se muestra en la figura 5.4. Esto es particularmente importante para evitar una baja presión a la entrada de la bomba y reducir caídas de presión al eliminar 3 codos de 90° en este tramo y 0.8 m de tubería.

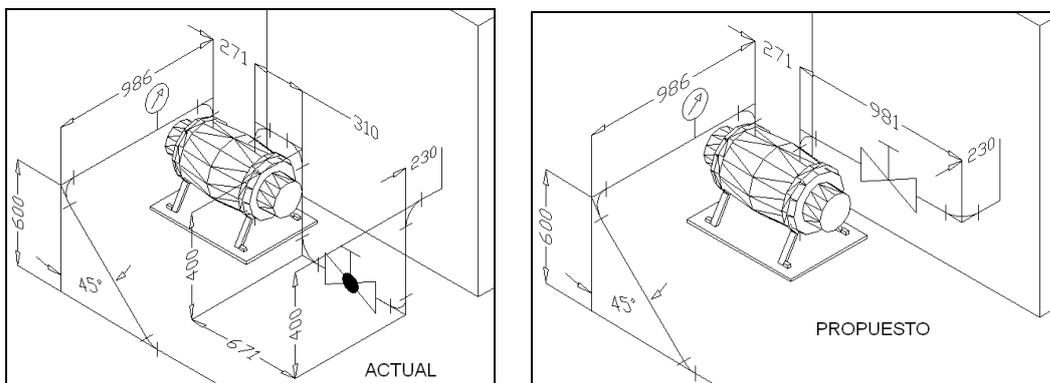


Figura 5.4 Reducción de la línea de succión entre el depósito y la bomba

⁶ Mott R.L. Mecánica de fluidos aplicada, pág.: 435

- Cambiar en los tramos A-B, B-C, B-D y D-F las válvulas de globo (anexo 2, plano TE-LTA-E03) por válvulas de compuerta, las cuales ofrecen poca resistencia a la circulación y mínimas pérdidas. Esto es factible ya que estas válvulas son utilizadas para dar mantenimiento o para reparaciones, es decir su uso es poco frecuente porque trabajan en la posición de completamente abiertas y pueden cumplir perfectamente su función reduciendo las pérdidas notablemente. Al ser el coeficiente de pérdida K directamente proporcional a las pérdidas menores, se tendrá una importante reducción ya que una válvula de globo tiene un K de 6.9 (gran caída de presión) mientras que el K de una válvula de compuerta es de 0.16.
- Reemplazar en el tramo F-I la válvula de globo ($K = 6.9$) por una válvula de bola ($K = 2.85$), lo cual es viable porque el uso de la válvula en esta parte del sistema es frecuente y la válvula de bola puede cumplir esta operación reduciendo las caídas de presión.

Con estas acciones, se procede a determinar el punto de operación de la bomba y ver cuanto puede mejorar el sistema. Para esto se procede como en el subcapítulo 4.4.1. Se tiene la curva y ecuación característica de la bomba (figura 4.13), y para encontrar el nuevo punto de operación es necesario encontrar la curva del sistema con los cambios propuestos y graficar.

Por consiguiente, se deben resolver las ecuaciones 4-35 a 4-44, involucrando los nuevos cambios y accesorios que se proponen. En la tabla 5-5 se calcula la resistencia de la tubería propuesta, R_{pro} , en cada tramo.

Tabla 5.5 Cálculo de la resistencia de tubería propuesto

Tramo	L	D (pulg)	D (m)	f	$\sum K_{pro}$	Le (m)	$R_{pro} (s^2/m^5)$
A-B [1]	6.796	3.00	0.0762	0.0174	5.29	23.142	16788.82
B-C [2]	22.680	2.00	0.0508	0.0192	9.56	25.350	224960.01
B-D [3]	1.000	2.00	0.0508	0.0192	0.16	0.424	6670.93
D-E [4]	3.706	1.00	0.0254	0.0228	18.00	20.052	4237921.58
D-F [5]	24.500	2.00	0.0508	0.0192	3.76	9.970	161450.53
F-G [6]	3.000	1.00	0.0254	0.0228	9.75	10.862	2472594.24
F-H [7]	8.566	2.00	0.0508	0.0192	5.70	15.114	110913.27

Fuente: anexo 2 (plano TE-LTA-E03), anexo 11 (Coeficiente de pérdida K)

El siguiente ejemplo muestra la forma de calcular el coeficiente de pérdida $\sum K_{pro}$ de la tabla 5.5 para el tramo A-B ($\phi 3''$) propuesto:

$$\begin{array}{ll}
 2 \text{ válvulas de compuerta:} & K = 0.135 \times 2 = 0.270 \\
 4 \text{ codos de } 90^\circ: & K = 0.795 \times 4 = 3.180 \\
 2 \text{ codos de } 45^\circ: & K = 0.295 \times 2 = 0.590 \\
 1 \text{ tubo en "T":} & K = 1.250 \times 1 = 1.250 \\
 \hline
 & \sum K_{pro} = 5.290
 \end{array}$$

Resolviendo el sistema de ecuaciones no lineales (4-35 a 4-44), con estos cambios, por ensayo y error, se presentan las siguientes soluciones:

Tabla 5.6 Solución de las ecuaciones de comprobación del diseño propuesto

Tramo	Q_{pro} (m^3/s)	Unión	Cabeza piezométrica H_{pro} (m)
A-B	0.0078	B	28.15
B-C	0.0034		
B-D	0.0044	D	28.02
D-E	0.0009		
D-F	0.0035	F	26.06
F-G	0.0008		
F-H	0.0027		

Fuente: propia

Como puede observarse en la tabla anterior, el caudal que se obtuvo con las mejoras propuestas ($0.0078 \text{ m}^3/s$), es mayor al que se tiene actualmente ($0.0052 \text{ m}^3/s$). Con este nuevo caudal se calcula la cabeza de la bomba mediante su ecuación (figura 4.13):

$$h_{pro} = -41915(0.0078)^2 + 121.78(0.0078) + 33.513 = 31.91 \text{ m}$$

Estos valores de caudal y cabeza, corresponden al punto de operación de la bomba con los cambios propuestos. Para presentarlo gráficamente, es necesario determinar la ecuación del sistema. Para esto, reemplazando el coeficiente de resistencia de tubería propuesto (R_{pro} A-B) y las cabezas

piezométricas de los puntos *A* y *B*, y despejando la cabeza de la bomba, h_p , en la ecuación 4-34 se obtiene la siguiente ecuación para el nuevo sistema:

$$h_p = 16788.82Q^2 - 2.80 + 28.15 \quad (5-18)$$

Graficando la ecuación 5-18 junto con la curva característica de la bomba, se obtiene su nuevo punto de operación (figura 5.5).

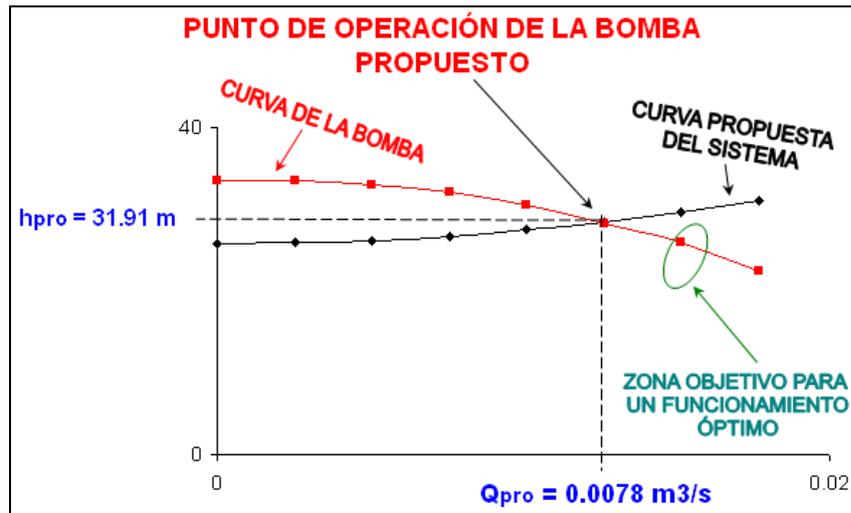


Figura 5.5 Punto de operación de la bomba propuesto

El nuevo punto de operación, aunque no llega a la zona de mayor rendimiento, se acerca mucho más de lo que se tiene actualmente, disminuye la cabeza con lo que aumenta el caudal y se incrementa también su eficiencia, cuyo valor determinado en la curva característica de la bomba (anexo 11) es el siguiente:

$$\left. \begin{aligned} Q_{pro} &= 0.0078 \text{ m}^3 / \text{s} = 123.63 \text{ GPM} \\ h_{pro} &= 31.91 \text{ m} \end{aligned} \right\} \eta_{pro} = 57\%$$

La energía que se aprovecharía para transmitirla al fluido podría ser:

$$P_{pro} = 5.6 \text{ kW} \times 0.57 = 3.192 \text{ kW}$$

Por lo tanto, con las acciones de mejora que se proponen, de los 5.6 kW de potencia que suministra el motor eléctrico, la bomba aprovecharía el 57% para transmitirla al fluido, obteniéndose el siguiente ahorro energético:

$$Ahorro_{en\ potencia\ de\ la\ bomba} = P \left(1 - \frac{\eta_p}{\eta_{pro}} \right) = 5.6 \left(1 - \frac{0.45}{0.57} \right) = 1.18\ kW$$

$$Ahorro_{energético\ de\ la\ bomba} = 1.18\ kW \times 12 \frac{h}{d} \times 300 \frac{d}{año} = 4248 \frac{kWh}{año}$$

Sería un buen ahorro para la empresa, tomando en consideración los años de funcionamiento de la red de tuberías para agua, sin realizar mayores inversiones.

5.1.5 MEJORAS PARA EL AHORRO DE ENERGÍA ELÉCTRICA

El ahorro en gastos de energía eléctrica se lo va a conseguir mediante una batería de condensadores para que sea instalada en triángulo a la línea de distribución y corregir el factor de potencia a un valor de $\cos \varphi_T' = 0.96$. Las baterías de condensadores son el medio más económico para reducir el factor de potencia, se pueden fabricar en configuraciones distintas y son muy sensibles a las armónicas presentes en la red.

Por lo tanto, la potencia reactiva de la batería de condensadores (Q_C) se la calcula con la siguiente ecuación:

$$Q_C = P_T \times (\tan \varphi_T - \tan \varphi_T') \quad (5-19)$$

$$\cos \varphi_T = 0.77 \Rightarrow \varphi_T = \arccos 0.77 = 39.65^\circ$$

$$\cos \varphi_T' = 0.96 \Rightarrow \varphi_T' = \arccos 0.96 = 16.26^\circ$$

$$Q_C = 77580 \times (\tan 39.65 - \tan 16.26) = 41666.68\ VAR$$

La potencia reactiva de cada una de las fases de la batería de condensadores (Q_C') es la tercera parte de la total, así:

$$Q_C' = \frac{Q_C}{3} \quad (5-20)$$

$$Q_C' = \frac{41666.68}{3} = 13888.89\ VAR$$

La corriente de fase de cada condensador se la calcula con la siguiente expresión:

$$I_{rC} = \frac{Q_C'}{V_C} \quad (5-21)$$

$$I_{rC} = \frac{13888.89}{380} = 36.55 \text{ A}$$

Ahora se pueden determinar la reactancia (X_C) y la capacidad (C) del condensador mediante las ecuaciones 5-22 y 5-23, respectivamente:

$$X_C = \frac{V_C}{I_{rC}} = \frac{380}{36.55} = 10.40 \Omega \quad (5-22)$$

$$C = \frac{1}{2\pi \times f \times X_C} = \frac{1}{2\pi \times 60 \times 10.40} = 255.06 \times 10^{-6} \text{ F} \quad (5-23)$$

Por consiguiente, la batería trifásica de condensadores en triángulo para corregir el factor de potencia hasta $\cos \varphi_T' = 0.96$, debe tener las siguientes características:

<i>Características de la batería de condensadores</i>	}	<i>Capacidad:</i> 255.06 μF a 380 V
		<i>Potencia reactiva:</i> 41.7 kVAR a 380 V

Esta batería, conectada en triángulo a la línea general que alimenta al área de estampación, aportará la potencia reactiva que actualmente suministra la Empresa Eléctrica Quito y se eliminará la penalización por el bajo factor de potencia. Además, las nuevas potencias reactiva y aparente de la instalación serían:

$$Q_T' = Q_T - Q_C \quad (5-24)$$

$$Q_T' = 63684.64 - 41666.68 = 22017.96 \text{ VAR}$$

$$S_T' = \sqrt{P_T^2 + Q_T'^2} \quad (5-25)$$

$$S_T' = \sqrt{77580^2 + 22017.96^2} = 80643.95 \text{ VA}$$

El nuevo triángulo de potencias de la instalación del sistema de distribución de energía eléctrica del área de estampación se lo visualiza en la figura 5.6.

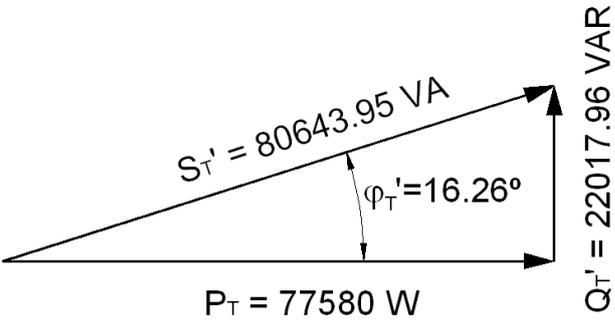


Figura 5.6 Triángulo de potencias corregido del sistema trifásico de distribución de energía eléctrica del área de estampación

Por lo tanto, con este banco de condensadores, es posible la corrección del factor de potencia de 0.77, que se tiene actualmente, a 0.96, con lo cual se eliminan las multas económicas, las cuales se convierten en ahorros para la empresa. En el subcapítulo 5.2.1.5 se determinan estos ahorros.

5.2 ESTUDIO ECONÓMICO FINANCIERO

5.2.1 AHORROS ECONÓMICOS POR MEJORAS ENERGÉTICAS

5.2.1.1 En la Caldera 1

El ahorro que se obtendría por ajustar el caudal de combustible, mejorando la eficiencia de la caldera, sería:

$$Ahorro_{por\ eficiencia\ de\ la\ caldera} = 14668.28 \frac{gal}{año} \times 0.7317 \frac{USD}{gal} = 10732.78 \frac{USD}{año}$$

Al año, el ahorro económico en combustible por concepto de reducción en las pérdidas de calor del sistema de distribución de vapor, podría ser:

$$Ahorro_{por\ reducción\ de\ pérdidas\ de\ calor} = 4414.40 \frac{gal}{año} \times 0.7317 \frac{USD}{gal} = 3230.02 \frac{USD}{año}$$

Se tendría el siguiente ahorro económico en combustible al año por reducción en la frecuencia de purgas:

$$Ahorro_{económico\ por\ purgas} = 2426.12 \frac{gal}{año} \times 0.7317 \frac{USD}{gal} = 1775.19 \frac{USD}{año}$$

La suma de estos ahorros individuales, determinan el ahorro global estimado que se tendría en el sistema de vapor del área de tintorería:

$$Ahorro_{total\ en\ combustible\ caldera\ 1} = 21508.80 \frac{gal}{año}$$

$$Ahorro_{económico\ total\ caldera\ 1} = 21508.80 \frac{gal}{año} \times 0.7317 \frac{USD}{gal} = 15737.99 \frac{USD}{año}$$

5.2.1.2 En la Caldera 2

La regulación del caudal de combustible, el cual tre consigo el incremento en la eficiencia del generador de vapor, representa el siguiente ahorro económico:

$$Ahorro_{por\ eficiencia\ de\ la\ caldera} = 2120.42 \frac{gal}{año} \times 0.7317 \frac{USD}{gal} = 1551.51 \frac{USD}{año}$$

El ahorro monetario en combustible por reducción de la frecuencia de purgas al año sería:

$$Ahorro_{económico\ por\ purgas} = 293.05 \frac{gal}{año} \times 0.7317 \frac{USD}{gal} = 214.42 \frac{USD}{año}$$

5.2.1.2.1 En el Sistema de Distribución de Vapor

El ahorro económico en combustible al año por concepto de reducción en las pérdidas de calor del sistema de distribución de vapor, puede ser:

$$Ahorro_{por\ reducción\ de\ pérdidas\ de\ calor} = 652.62 \frac{gal}{año} \times 0.7317 \frac{USD}{gal} = 477.52 \frac{USD}{año}$$

Al igual que en la caldera 1, la suma de los ahorros individuales proyectados en esta caldera, permiten estimar el ahorro total que se obtendría en el sistema de vapor del área de estampación:

$$\text{Ahorro}_{\text{total en combustible caldera 2}} = 3066.09 \frac{\text{gal}}{\text{año}}$$

$$\text{Ahorro}_{\text{económico total caldera 2}} = 3066.09 \frac{\text{gal}}{\text{año}} \times 0.7317 \frac{\text{USD}}{\text{gal}} = 2243.46 \frac{\text{USD}}{\text{año}}$$

Por consiguiente, los ahorros estimados en cada sistema de vapor, representan el beneficio económico para Textil Ecuador en lo que respecta a los costos y consumos de combustible. Estos ahorros para la empresa son los siguientes:

$$\text{Ahorro}_{\text{total en combustible para Textil Ecuador}} = 24574.89 \frac{\text{gal}}{\text{año}}$$

$$\text{Ahorro}_{\text{económico total en combustible}} = 24574.89 \frac{\text{gal}}{\text{año}} \times 0.7317 \frac{\text{USD}}{\text{gal}} = 17981.45 \frac{\text{USD}}{\text{año}}$$

En la tabla 1.2 se presentó el costo total de combustible para las dos calderas, el cual es de *USD 244446.34/año*. Esto significa que se puede lograr una reducción en el costo, y por consecuencia en el consumo de combustible de:

$$\% \text{Reducción}_{\text{costo de combustible para Textil Ecuador}} = \frac{17981.45 \frac{\text{USD}}{\text{año}}}{244446.34 \frac{\text{USD}}{\text{año}}} \times 100 = 7.36\%$$

5.2.1.3 En el Aire Comprimido

Después de las reparaciones de las fugas, se estima que se podrían obtener los siguientes ahorros monetarios en lo que respecta al aire comprimido:

$$\text{Ahorro}_{\text{por reparación de fugas}} = 2250.36 \frac{\text{kWh}}{\text{año}} \times 0.05 \frac{\text{USD}}{\text{kWh}} = 112.52 \frac{\text{USD}}{\text{año}}$$

5.2.1.4 En las Tuberías de Agua

Los beneficios económicos que se obtendrían por mejorar el punto de operación de la bomba, pueden ser:

$$\text{Ahorro}_{\text{por mejorar el punto de operación de la bomba}} = 4248 \frac{\text{kWh}}{\text{año}} \times 0.05 \frac{\text{USD}}{\text{kWh}} = 212.4 \frac{\text{USD}}{\text{año}}$$

5.2.1.5 En la Energía Eléctrica

La Empresa Eléctrica Quito S.A., no factura la energía reactiva, sin embargo, para aquellos consumidores que registren un factor de potencia medio mensual inferior a 0.92, se aplican cargos establecidos en el Reglamento de Tarifas. Esta penalización, por bajo factor de potencia, es parte integrante de la factura y su valor en la planilla se la calcula mediante la siguiente expresión:

$$\text{Cargo} = \text{Facturación actual} \times \frac{3}{5} \left(\frac{0.92}{\cos \varphi_T} - 1 \right) \quad (5-26)$$

Textil Ecuador tiene una facturación actual de energía eléctrica de *USD* 13655.71/año (tabla 1.1), y una vez instalada la batería de condensadores, su nueva facturación sería:

$$\text{Nueva facturación} = \text{Facturación actual} - \text{Cargo} \quad (5-27)$$

$$\text{Nueva facturación} = 13655.71 \frac{\text{USD}}{\text{año}} - 13655.71 \times \frac{3}{5} \left(\frac{0.92}{0.77} - 1 \right) = 12059.59 \frac{\text{USD}}{\text{año}}$$

Por consiguiente, se obtendría el siguiente ahorro económico:

$$\text{Ahorro}_{\text{corrección factor de potencia}} = 13655.71 \frac{\text{USD}}{\text{año}} - 12059.59 \frac{\text{USD}}{\text{año}} = 1596.12 \frac{\text{USD}}{\text{año}}$$

De la misma forma que en el caso del combustible, los ahorros estimados por mejoras en el aire comprimido, en las tuberías para agua y por la corrección del factor de potencia, establecen el ahorro monetario total que tendría Textil Ecuador en lo que se refiere a los costos de energía eléctrica, cuyo valor sería:

$$\text{Ahorro}_{\text{económico total en energía eléctrica}} = 1921.04 \frac{\text{USD}}{\text{año}}$$

Por lo tanto, con las acciones de mejora propuestas se estima que se puede obtener la siguiente reducción en el costo de la energía eléctrica del área de estampación:

$$\% \text{Reducción}_{\text{costo de energía eléctrica para Textil Ecuador}} = \frac{1921.04 \frac{\text{USD}}{\text{año}}}{13655.71 \frac{\text{USD}}{\text{año}}} \times 100 = 14.07\%$$

En la tabla 5.7, se expone un resumen con los ahorros energéticos y económicos de todos los sistemas auditados.

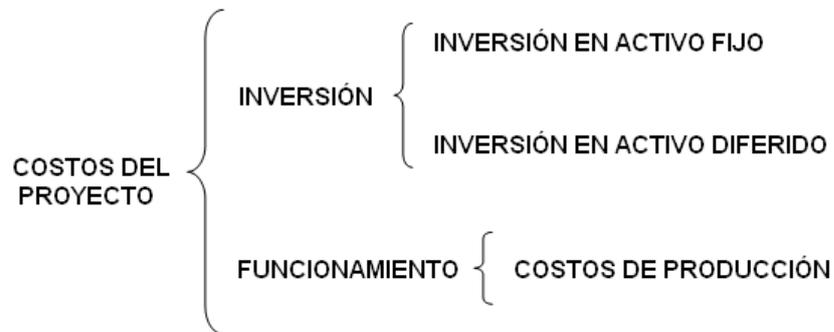
Tabla 5.7 Resumen de los ahorros energéticos y económicos propuestos

Sistema auditado	Mejora propuesta	Ahorro energético anual	Ahorro económico anual
Caldera 1 y su red de distribución de vapor	Reducción del caudal de combustible	14668.28 gal	\$10,732.78
	Reducción del porcentaje de purgas	2426.12 gal	\$1,775.19
	Aislamiento de tuberías faltantes	4414.40 gal	\$3,230.02
Caldera 2 y su red de distribución de vapor	Reducción del caudal de combustible	2120.42 gal	\$1,551.51
	Reducción del porcentaje de purgas	293.05 gal	\$214.42
	Aislamiento de tuberías faltantes	652.62 gal	\$477.52
Aire comprimido	Reparación de fugas	2250.36 kWh	\$112.52
Tuberías de agua	Reemplazo de válvulas y eliminación de un tramo innecesario para mejorar el punto de operación de la bomba	4248.00 kWh	\$212.40
Energía eléctrica	Corrección del factor de potencia		\$1,596.12
Ahorros económicos totales:			\$19,902.49

Fuente: Propia

5.2.2 DETERMINACIÓN DE LOS COSTOS DEL PROYECTO

En este subcapítulo se presenta un estudio de los egresos o inversiones necesarias para obtener los ahorros económicos propuestos. Los costos del proyecto se resumen en el siguiente esquema:



Costo de inversión. Comprende la adquisición de todos los activos fijos o tangibles (tabla 5.8) y diferidos o intangibles (tabla 5.9) requeridos para obtener los beneficios esperados.

Tabla 5.8 Inversión en activo fijo

Sistema auditado	Concepto	Cantidad	c/u	Costo total
Caldera 1 y su red de distribución de vapor	Ablandador de agua	1	\$4,850.00	\$4,850.00
	Trampa de vapor de 3"	1	\$179.48	\$179.48
	Trampa de vapor de 2½"	1	\$149.57	\$149.57
	Trampa de vapor de 2"	6	\$119.65	\$717.92
	Purgador de aire de 3½"	3	\$91.28	\$273.84
	Purgador de aire de 3"	2	\$78.24	\$156.48
	Purgador de aire de 2½"	1	\$65.20	\$65.20
	Purgador de aire de 2"	3	\$52.16	\$156.48
	Aislante	ANEXO 12		\$1,523.48
Caldera 2 y su red de distribución de vapor	Trampa de vapor de 3½"	1	\$209.39	\$209.39
	Trampa de vapor de 2"	4	\$119.65	\$478.61
	Purgador de aire de 3½"	2	\$91.28	\$182.56
	Purgador de aire de 2"	2	\$52.16	\$104.32
	Aislante	ANEXO 12		\$408.93
Aire comprimido	Filtro separador de agua ¾"	1	\$272.14	\$272.14
	Filtro para partículas de ¾"	1	\$260.52	\$260.52
Tuberías para agua	Válvula de compuerta de 3"	1	\$56.56	\$56.56
	Válvula de compuerta de 2"	3	\$50.40	\$151.20
	Válvula de bola de 2"	1	\$16.80	\$16.80
Energía eléctrica	Banco de condensadores	1	\$3,750.00	\$3,750.00
Inversión total en activo fijo:				\$13,963.48

Fuente: Mercado nacional

Tabla 5.9 Inversión en activo diferido

Concepto	Detalles	Costo
Proyecto de factibilidad	ANEXO 13	\$810.00
Ingeniería del proyecto de implantación	3.5% de la inversión total en activo fijo	\$488.72
Supervisión del proyecto de implantación	1.5% de la inversión total en activo fijo	\$209.45
Administración del proyecto de implantación	0.5% de la inversión total en activo fijo	\$69.82
Inversión total en activo diferido:		\$1,577.99

Fuente: Propia

Tabla 5.10 Inversión total en activo fijo y diferido

Concepto	Costo
Inversión total en activo fijo	\$13,963.48
Inversión total en activo diferido	\$1,577.99
Subtotal	\$15,541.47
+ 5% de imprevistos	\$777.07
Costo total de inversión:	\$16,318.54

Fuente: Tablas 5.9 y 5.10

Costo de funcionamiento. Son los necesarios para poner en marcha el proyecto de implantación y se presentan en la tabla 5.11.

Tabla 5.11 Costo de funcionamiento

Concepto	Detalles	Costo
Costos de producción	Mano de obra directa	\$674.00
	Energía eléctrica	\$270.00
	Depreciación	Tabla 5.12
Costo total de funcionamiento:		\$2,655.95

Fuente: Propia

5.2.3 DEPRECIACIÓN Y AMORTIZACIÓN

Según el Reglamento a la Ley de Régimen Tributario Interno, el porcentaje de depreciación permitido para los activos fijos, **en el caso del presente proyecto**, máquinas y equipos, es del 10% anual. Además, en el país solo está contemplado el uso del método de depreciación llamado línea recta. Por otra parte, este Reglamento establece que las amortizaciones de los costos y gastos acumulados en la investigación o en ampliaciones y mejoramientos de

la planta, se efectuarán en un periodo no menor de cinco años en porcentajes anuales iguales.

Con lo expuesto anteriormente, en la tabla 5.12 se muestra la depreciación de los equipos requeridos (activo fijo) y la amortización de la inversión diferida (activo diferido) aplicando el método de depreciación lineal.

Tabla 5.12 Depreciación y amortización de activo fijo y diferido (USD)

Concepto	Valor	%	1	2	3	4	5	VS
Suavizador de agua	4850.00	10%	485.00	485.00	485.00	485.00	485.00	2425.00
Trampas de vapor caldera 1	1046.97	10%	104.70	104.70	104.70	104.70	104.70	523.48
Purgadores de aire caldera 1	652.00	10%	65.20	65.20	65.20	65.20	65.20	326.00
Lana de vidrio caldera 1	1523.48	10%	152.35	152.35	152.35	152.35	152.35	761.74
Trampas de vapor caldera 2	688.01	10%	68.80	68.80	68.80	68.80	68.80	344.00
Purgadores de aire caldera 2	286.88	10%	28.69	28.69	28.69	28.69	28.69	143.44
Lana de vidrio caldera 2	408.93	10%	40.89	40.89	40.89	40.89	40.89	204.47
Filtro separador de agua	272.14	10%	27.21	27.21	27.21	27.21	27.21	136.07
Filtro para partículas	260.52	10%	26.05	26.05	26.05	26.05	26.05	130.26
Válvulas de compuerta	207.76	10%	20.78	20.78	20.78	20.78	20.78	103.88
Válvula de bola	16.80	10%	1.68	1.68	1.68	1.68	1.68	8.40
Banco de condensadores	3750.00	10%	375.00	375.00	375.00	375.00	375.00	1875.00
Inversión en activo diferido	1577.99	20%	315.60	315.60	315.60	315.60	315.60	0.00
Total:			1711.95	1711.95	1711.95	1711.95	1711.95	6981.74

Fuente: Propia

En la última columna de la tabla 5.12 aparece el valor de salvamento (VS) o valor de rescate fiscal a los cinco años. Esto significa que como el estudio se hizo para un horizonte de cinco años y en ese momento se corta artificialmente el tiempo para realizar la evaluación, para hacer correctamente esta última es necesario considerar el valor fiscal de los bienes de la empresa en ese momento. En otras palabras se supone que el VS será el valor fiscal que tengan los activos al término del quinto año de operación.

5.2.4 ESTADO DE RESULTADOS

La finalidad del análisis del estado de resultados o de pérdidas y ganancias es calcular el flujo neto de efectivo (FNE), que es la cantidad necesaria para realizar la evaluación económica del estudio. Por lo tanto, se proyectará a cinco años los resultados económicos que se supone tendrá la empresa, tomando en cuenta la inflación.

Tabla 5.13 Estado de resultados

Año	0	1	2	3	4	5	
+ Ingresos (ahorros)	0.00	19902.49	20698.58	21526.53	22387.59	23283.09	
- Inversión	Activos fijos	13963.48	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
	Activos diferidos	1577.99	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
	Subtotal	15541.47	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
	5% imprevistos	777.07	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
	Inversión total	16318.54	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
- costos de funcionamiento	2655.95	2762.18	2872.67	2987.58	3107.08	3231.36	
= Utilidad bruta (UB)	-18974.49	17140.30	17825.91	18538.95	19280.51	20051.73	
- 15% participación de trabajadores	0.00	2571.05	2673.89	2780.84	2892.08	3007.76	
= Utilidad antes de impuestos (UAI)	-18974.49	14569.26	15152.03	15758.11	16388.43	17043.97	
- 25% de impuesto a la renta	0.00	3642.31	3788.01	3939.53	4097.11	4260.99	
= Utilidad después de impuestos (UDI)	-18974.49	10926.94	11364.02	11818.58	12291.32	12782.98	
+ Depreciación	0.00	1711.95	1780.42	1851.64	1925.71	2002.73	
= Flujo neto de efectivo (FNE)	-18974.49	12638.89	13144.44	13670.22	14217.03	14785.71	

Fuente: Propia

De acuerdo al informe mensual de inflación del mes de diciembre de 2005 realizado por el Banco Central, la aceleración de la tasa de inflación observada en ese mes (0.85%), confirma y acentúa el repunte inflacionario que se viene observando desde abril. Este valor refleja una aceleración del ritmo de crecimiento de los precios, muy superior al nivel observado en el mes de noviembre, en el que los precios aumentaron en 0.23%. Este crecimiento del índice de precios condujo a que la inflación anual de diciembre se ubique en 3.89%. En este sentido, en el Ecuador se espera un índice inflacionario de

entre el 4% y el 4.5% en los próximos años. Por lo mencionado, se ha utilizado una inflación del 4% para los cálculos de la tabla 5.13.

5.2.5 CRONOGRAMA DE INVERSIONES

En este proyecto de factibilidad será suficiente construir un diagrama de Gant con todas las actividades de compra de activos fijos y su puesta en funcionamiento (anexo 15), sin embargo, cuando la empresa realice el proyecto de implantación, será necesaria la elaboración de una ruta crítica.

5.3 EVALUACIÓN ECONÓMICA

Mediante la evaluación económica se puede llegar a determinar si la inversión propuesta será económicamente rentable.

5.3.1 VALOR ACTUAL NETO (VAN)

El VAN es el valor monetario que resulta de restar la suma de los flujos descontados en el presente de la inversión inicial, es decir equivale a comparar todas las ganancias esperadas contra todos los desembolsos necesarios para producir esas ganancias en términos de su valor equivalente en este momento o tiempo cero. La ecuación del VAN para un periodo de cinco años es:

$$VAN = \frac{FNE_0}{(1+i)^0} + \frac{FNE_1}{(1+i)^1} + \frac{FNE_2}{(1+i)^2} + \frac{FNE_3}{(1+i)^3} + \frac{FNE_4}{(1+i)^4} + \frac{FNE_5 + VS}{(1+i)^5} \quad (5-28)$$

FNE = flujo neto de efectivo de cada año desde el 0 hasta el año 5 (tabla 5.13)

VS = valor de salvamento = \$6219.25 (tabla 5.12)

El valor de salvamento VS debe ser modificado ya que también sufrirá los efectos de la inflación, por lo tanto llevándolo a valor futuro:

$$VS = 6981.74 (1+0.04)^5 = \$8494.35$$

El valor de i en la ecuación 5-28 es la $TMAR$, tasa mínima aceptable de rendimiento. Es la tasa mínima de ganancia sobre la inversión que va a realizar

la empresa. Su valor debe reflejar el riesgo que corre el inversionista de no obtener las ganancias pronosticadas. Se la calcula mediante la ecuación 5-29:

$$i = TMAR = r + f + rf \quad (5-29)$$

r = premio al riesgo (10%)

f = inflación (4% anual)

$$TMAR = 0.10 + 0.04 + (0.10)(0.04) = 0.144 = 14.4\%$$

Reemplazando datos y resolviendo la ecuación 5-28 el VAN será:

$$VAN = \$31429.21$$

Se puede observar que el VAN es positivo, lo cual significa que se obtienen ganancias a lo largo de los cinco años de estudio por un monto igual a la TMAR aplicada. Desde este punto de vista la inversión es aceptable.

5.3.2 TASA INTERNA DE RETORNO (TIR)

La TIR es la tasa por la cual el VAN es igual a cero. Se le llama tasa interna de retorno porque supone el valor real del rendimiento del dinero en la inversión realizada. Para determinar la TIR, con la ayuda del programa MathCad, por medio tanteos (prueba y error), se dan diferentes valores de i en la ecuación 5-28 hasta que el VAN se haga cero. Por consiguiente, la TIR es:

$$TIR = 66.46\%$$

Se concluye que el rendimiento de la empresa (TIR) es mayor que el mínimo fijado como aceptable (TMAR) y la inversión es económicamente rentable.

5.3.3 ANÁLISIS BENEFICIO/COSTO

El análisis beneficio/costo o su recíproco, costo/beneficio, permite definir la factibilidad del proyecto a ser implantado al proporcionar una medida de los costos en que se incurren en la realización del proyecto, y a su vez comparar dichos costos previstos con los beneficios esperados. Para ello es necesario

traer a valor presente los ingresos y los egresos del estado de pérdidas y ganancias (tabla 5.14) y aplicar la ecuación 5-30:

Tabla 5.14 Ingresos y egresos actualizados

Año	Ingresos	Egresos	Ingresos actualizados	Egresos actualizados
0	\$0.00	\$18,974.49	\$0.00	\$18,974.49
1	\$19,902.49	\$2,762.18	\$17,397.28	\$2,414.50
2	\$20,698.58	\$2,872.67	\$15,815.71	\$2,195.00
3	\$21,526.53	\$2,987.58	\$14,377.91	\$1,995.45
4	\$22,387.59	\$3,107.08	\$13,070.83	\$1,814.05
5	\$23,283.09	\$3,231.36	\$11,882.57	\$1,649.13
		Σ	\$72,544.30	\$29,042.61

Fuente: tabla 5.12

$$\frac{B}{C} = \frac{\sum \text{Ingresos actualizados}}{\sum \text{Egresos actualizados}} \quad (5-30)$$

$$\frac{B}{C} = \frac{\$72544.30}{\$29042.61} = 2.50$$

La relación Beneficio/Costo es de 2.50, esto significa que por cada dólar invertido en este proyecto se recibe \$2.50 de beneficio.

Adicionalmente, se va a determinar el periodo de devolución, es decir, el tiempo requerido para recuperar el monto inicial de la inversión, Este método calcula la cantidad de tiempo que se tomaría para lograr un flujo neto de efectivo positivo igual a la inversión inicial. El análisis no toma en cuenta el valor del dinero en el tiempo y se lo encuentra con la siguiente expresión:

$$\text{Periodo de recuperación} = \frac{|FNE_0|}{FNE_1 + FNE_2 + FNE_3 + FNE_4 + FNE_5} \times 5 \text{ años}$$

$$\text{Periodo de recuperación} = 1.386 \text{ años} = 1 \text{ año } 5 \text{ meses}$$

Conclusiones de la evaluación económica

Criterios de evaluación

$$VAN = \$31429.21 > 0$$

$$TIR = 66.46\% > TMAR = 14.40\%$$

$$B/C = 2.50 > 1$$

Recuperación: 1 año 5 meses

Como se ha demostrado, los indicadores permiten concluir que el proyecto de implantación de mejoras es económicamente rentable.

CAPÍTULO 6

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

6.1 CONCLUSIONES

1. En ninguno de los sistemas auditados se lleva un registro de la historia del funcionamiento o de los mantenimientos realizados, ni se dispone de planos de las instalaciones ni de instrumentación necesaria para realizar evaluaciones energéticas.
2. Las mayores pérdidas de combustible en las calderas, se presentan en la combustión porque el proceso productivo de vapor es de muy baja calidad termodinámica, ya que la producción de vapor a partir de un proceso de combustión tiene una pérdida exergética considerable.
3. El dimensionamiento de las líneas de vapor de los dos sistemas de distribución, pese a los años de trabajo, cumplen con las recomendaciones de caídas de presión admisibles, tanto en la línea principal, línea secundaria y la caída en el tramo más alejado de cada red, sin embargo, las velocidades de flujo están por debajo de los límites permisibles porque las tuberías están sobredimensionadas.
4. La frecuencia de las purgas, basada en los ciclos de concentración recomendados por la ABMA, permite obtener un porcentaje de reducción en las pérdidas energéticas de 2.96% (actual) a 1.82% en la caldera de tintorería, y, de 2.33% (actual) a 1.71% en la caldera de estampación.
5. Con las acciones propuestas para mejorar la eficiencia en los dos sistemas de distribución de vapor, Textil Ecuador puede lograr una reducción en el consumo de combustible del 7.36% que representa un ahorro de *USD 17981.45/año*.

6. El ablandador del agua de alimentación de la caldera del área de tintorería está dejando pasar un grado de dureza alrededor de los 144.7 *ppm*, lo cual puede provocar incrustaciones que aíslan las tuberías, reducen la rata de transferencia de calor, sobrecalientan y llevan a la rotura a las tuberías y partes metálicas de la caldera.
7. La caída de presión en el tramo más alejado de la red de aire comprimido del área de estampación es cuatro veces superior al valor recomendado para un funcionamiento con pérdidas admisibles, debido a que la línea principal está subdimensionada.
8. El 32.86% de pérdidas estimadas por fugas en la red de distribución de aire comprimido del área de estampación, delatan un sistema descuidado en el que no se han realizado revisiones, evaluaciones ni un mantenimiento de la instalación.
9. El dimensionamiento de las líneas de agua del área de estampación es el necesario para un funcionamiento adecuado, sin embargo, el punto de operación de la bomba se encuentra lejos de la zona óptima de funcionamiento, con un bajo caudal, una cabeza cercana a la máxima y una eficiencia de apenas el 45%.
10. La corrección del factor de potencia, de 0.77 a 0.96, en la instalación eléctrica del área de estampación, eliminaría la penalización en la planilla por este concepto, ahorrando a la empresa *USD 1596.12/año*, con lo cual se obtendría una reducción del 11.69% en la facturación anual de la energía eléctrica.
11. Asumiendo el deseo de la empresa, las alternativas de mejora que se proponen, no son proyectos de enormes inversiones, ni de gran envergadura o representan cambios significativos.

12. Los indicadores económicos, VAN, TIR, valor Beneficio/Costo y el periodo de recuperación de la inversión, establecen que el proyecto de mejoras que se propone es económicamente rentable.

6.2 RECOMENDACIONES

1. Debe asignarse alta prioridad a las políticas y gestiones que promuevan el ahorro y la conservación de energía en la empresa porque están directamente relacionadas con las economías que pueden lograrse, para lo cual resulta fundamental un conocimiento sistemático y ordenado del funcionamiento de las instalaciones y de los consumos de energía a fin de obtener resultados continuos en el tiempo y no solamente como proyectos aislados.
2. Considerando las impurezas y la variabilidad en la composición de los combustibles, cada vez que la empresa se abastezca de un nuevo lote, es fundamental la realización del test de combustión, por ser una fuente de información básica para detectar posibles combustiones incompletas y deficiencias en el funcionamiento de los generadores de vapor. Además, por falta de un control cuidadoso, en los procesos de combustión se desperdicia mucho combustible y el aumento actual de su precio es por sí solo suficiente incentivo para prestar un mínimo de atención a las posibilidades de optimación de las dos calderas.
3. En el presente estudio se propone un diseño con tuberías de menor diámetro para cada red de distribución de vapor, que garantiza un adecuado funcionamiento, con pérdidas y velocidades de flujo admisibles y que ahorrará dinero a la empresa, cada vez que sea necesario reemplazar las tuberías o los accesorios.
4. Para mantener la frecuencia de purgas propuesta, la calidad del agua de aportación a cada caldera debe mantenerse conforme a las normas recomendadas, para lo cual resulta indispensable un constante y adecuado

control mediante el análisis químico de las aguas de cada caldera una o dos veces al mes.

5. Para lograr la optimización de las instalaciones de vapor en las dos áreas, las acciones de mejora propuestas en cada parte de los sistemas, unidas a un programa de mantenimiento preventivo dos veces por año, van a repercutir positivamente en el conjunto y a mejorar la eficiencia de los sistemas.
6. Es conveniente reemplazar de inmediato el ablandador de agua de la caldera del área de tintorería, porque ha cumplido su vida útil, por uno con capacidad para remover 117037.95 granos de dureza al día, ya que es indispensable disponer de agua para la caldera con una dureza, prácticamente nula.
7. Para que las caídas de presión se mantengan dentro de los límites permisibles en el sistema de aire comprimido del área de estampación, la tubería principal debe tener un diámetro nominal de 1”.
8. Se deben reparar inmediatamente las fugas detectadas, incluso antes de comenzar el proyecto de implantación de mejoras, porque una fuga a través de un agujero consume aire constantemente e influye directamente en el costo de la factura eléctrica.
9. Con los cambios que se propone en la red tuberías para agua, el punto de operación de la bomba, aunque no llega a la zona de mayor rendimiento, se acerca mucho más que el valor actual, disminuye la cabeza con lo que aumenta el caudal y se incrementa también su eficiencia a un valor de 57%, ahorrando a la empresa *USD 212.40/año* en costos de energía eléctrica.
10. El medio más económico y sencillo para corregir el factor de potencia es mediante la instalación de baterías de condensadores. Para el área de estampación se recomienda un banco de condensadores de 255.06 μF de capacidad con una potencia reactiva de 41.7 *kVAR* a 380 V.

11. Pequeños esfuerzos e inversiones mínimas, además de las acciones de mejora propuestas unidos a la capacitación de recursos humanos en conservación y ahorro de energía, pueden significar aumentos en la eficiencia energética de los sistemas auditados y ahorros económicos mayores a los que se han determinado.

12. Debido al alto índice de inflación para un país dolarizado, se recomienda iniciar con el proyecto de implantación de mejoras lo más pronto posible para que la inversión realizada sea la que se propone y los beneficios que se obtengan se acerquen lo más posible a lo estimado.

ANEXO 1

CUESTIONARIO PARA LA AUDITORÍA ENERGÉTICA

ANEXO 2

PLANOS

ANEXO 3

FORMULARIOS PARA LA RECOLECCIÓN DE DATOS

ANEXO 4

INFORME DE EMISIONES GASEOSAS DE LAS CALDERAS

ANEXO 5

ANÁLISIS DE LAS AGUAS DE LAS CALDERAS

ANEXO 6

RECOLECCIÓN DE DATOS

ANEXO 7

GRÁFICAS Y TABLAS DE PROPIEDADES PARA EL ANÁLISIS DE LAS CALDERAS

ANEXO 8

**CÁLCULO DE LAS PÉRDIDAS DE CALOR (ACTUAL Y PROPUESTO) EN
EL SISTEMA DE DISTRIBUCIÓN DE VAPOR DEL ÁREA DE TINTORERÍA Y
DEL ÁREA DE ESTAMPACIÓN**

ANEXO 9

CÁLCULO DEL TRABAJO MÁXIMO Y DE LA EXERGÍA DEL VAPOR EN CADA CALDERA

ANEXO 10

GRÁFICAS Y TABLAS PARA EL ANÁLISIS DEL AIRE COMPRIMIDO

ANEXO 11

GRÁFICAS Y TABLAS DE PROPIEDADES PARA EL ANÁLISIS DE LAS LÍNEAS DE TUBERÍA PARA AGUA

ANEXO 12

CANTIDAD Y COSTO DEL AISLANTE PARA LOS SISTEMAS DE DISTRIBUCIÓN DE VAPOR

ANEXO 13

COSTOS DEL PROYECTO DE FACTIBILIDAD

ANEXO 14

COSTOS DE PRODUCCIÓN

ANEXO 15

CRONOGRAMA DE INVERSIONES

ANEXO 16

CARTA DE SATISFACCIÓN

REFERENCIAS

BIBLIOGRÁFICAS

BACA, G. Evaluación de proyectos. 4ta ed. México. McGraw-Hill. 2001. 382 p.

CENGEL, Y. y BOLES, M. Termodinámica. Traducido del inglés por Gabriel Nagore Cázares. 2da ed. Colombia. McGraw-Hill. 1998. v1 448 p. v2 pp 733-766.

GARCÍA, J. Electrotecnia. 2da ed. España. Paraninfo. 2001. pp 126-161.

GRIMM, N.R. y ROSALER, R.C. Manual de diseño de calefacción, ventilación y aire acondicionado. Traducido del inglés por Claudio Miguez Gómez. 2da ed. España. McGraw Hill. 1996. pp 21.1-21.9

GUERRERO, A. y MORENO, J. Electrotecnia: fundamentos teóricos y prácticos. Primera ed. España. McGraw-Hill. 1994. pp 279-281.

HOLMAN, J.P. Transferencia de calor. Traducido del inglés por Paúl Valenzuela. Primera ed. México. Continental. 1986. pp 308-319.

HUANG, F. Ingeniería Termodinámica: fundamento y aplicación. Traducido del inglés por Jaime Cervantes de Gortari. 2da ed. México. Continental. 1997. pp 265-421.

INCROPERA, F. Fundamentos de transferencia de calor. Traducido del inglés por Ricardo Cruz. 4ta ed. México. Prentice Hall. 1999. pp 44-504.

JAKOB, M. y HAWKINS, G. Elements of heat transfer and insulation. 2da ed. United States of America. McGraw Hill. 1967. pp 360-368.

JONES, J.B. y DUGAN, R.E. Engineering Thermodynamics. 3ra ed. United States of America. Prentice Hall. 1996. pp 929-931.

KOHAN, A.L. Manual de calderas. Traducido del inglés por Claudio Míguez Gómez. 2da ed. España. McGraw Hill. 2000. pp 544-576.

LUZADDER W.J. y DUFF J.M. Fundamentos de dibujo en Ingeniería. Traducido del inglés por Pilar Villela Mascaró. 11ra ed. México. Prentice Hall. 1996. pp 419-427.

MADRID, MAVECO DE EDICIONES. Técnicas de la energía y sus recursos. Primera ed. España. Editorial Index. 1984. v6 pp 219-245. v7 pp 733-766.

MARTER, D. H. Termodinámica y motores térmicos. Traducido del inglés por Claudio Míguez Gómez. 4ta ed. México. 1970. Hispano Americana. pp 544-549.

MOONEY, D.A. Mechanical Engineering Thermodynamics. Primera ed. United States of America. Prentice Hall. 1983. pp 504.

MOTT, R. Mecánica de fluidos aplicada. Traducido del inglés por Carlos Roberto Cordero. 4ta ed. México. Prentice Hall. 1996. pp 191-349.

NORRIS, E.B. y THERKELSEN E. Heat power. 2da ed. United States of America. McGraw Hill. 1985. pp 401.

PERRY, R.H. y GREEN D.W. Manual del Ingeniero Químico. Traducido del inglés por Fernando Corral García. 6ta ed. México. McGraw Hill. 1992. v1 pp 3.204-3.220

PITA, E.G. Acondicionamiento de aire. Traducido del inglés por Virgilio González Pozo. Primera ed. México. Continental. 1994. pp 91-96.

QUITO, INSTITUTO NACIONAL DE ENERGÍA. Conservación de la energía en la industria. s.e. Ecuador. s.f. v2 pp 266-283.

RODRÍGUEZ, G. Operación de calderas industriales. Primera ed. Colombia. Ecoe Ediciones. 2000. 235 p.

SALDARRIAGA, J.G. Hidráulica de tuberías. Primera ed. Colombia. McGrawHill. 1998. pp 45-59.

SHIELD, C. Calderas: tipos, características y sus funciones. Traducido del inglés por Claudio Miguez Gómez. 3ra ed. México. Continental. 1984. pp 297-623.

SONNTAG, R. y VAN WYLEN, G. Introducción a la termodinámica clásica y estadística. Traducido del inglés por Francisco Paniagua. 6ta ed. México. Limusa. 1991. pp 437-474.

VENEZUELA, ATLAS COPCO. Aire comprimido y su aplicación en la industria. Primera ed. Venezuela. s.e. 1985. 191 p.

WIGGERT D.C. y POTTER M.C. Mecánica de fluidos. Traducido del inglés por Roberto Escalona. 2da ed. México. Prentice Hall. 1998. pp 524-557.

TESIS

GAVILÁNEZ, A. y JÁCOME P. Auditoría exergética de los sistemas de enfriamiento de la planta PKM de Wesco e implementación de las acciones correctivas para disminuir el consumo y costo de energía en su proceso de producción. Tesis Ing. Mec. Sangolquí. Escuela Politécnica del Ejército. Facultad de Ingeniería Mecánica. 2004. pp 30-94.

SANDOVAL, D. Auditoría exergética para la planta manufacturera en Chova del Ecuador S.A. en las líneas de impermeabilizantes y emulsiones asfálticas. Tesis Ing. Mec. Sangolquí. Escuela Politécnica del Ejército. Facultad de Ingeniería Mecánica. 2004. pp 23-149.

INFORMACIÓN MAGNÉTICA

CD. Primeras Jornadas de Energía, Escuela Politécnica Nacional. S.L. 2004.

DIRECCIONES INTERNET

www.camaramadrid.es, Manual de auditorías energéticas, Español, 2001.

www.cne.cl/medio_amb/eficiencia/consejos.php, Eficiencia energética, Español, 1999.

www.conae.gob.mx/work/secciones/2155/imagenes/Comp_pot_reactiva.pdf, Factor de potencia, Español, 2002.

www.econext.com.mx, Calidad de agua para generadores de vapor, Español, 1998.

www.faen.es/ahorroeficiencia/industriaasesorias.htm, Ahorro energético, Español, 2001.

www.grupoice.com/cencon/gral/energ/consejos/usodelaenergia14.htm, Guía para la eficiencia de la energía, Español, 2000.

www.hess.com/ehs/msds/No6_9907_clr.pdf, Fuel Oil N°6, Inglés, 1998.

www.lec.uchile.cl/~roroman/pag_2/entropia.htm, Entropía, Español, 2002.

www.medioambiente.gov.ar/buenas_practicas/eficiencia_energetica.htm, Buenas prácticas energéticas, Español, 2003.

www.ruelsa.com/notas/ahorro.html, Medidas de ahorro de energía, Español, 2000.