



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

TRABAJO EXPERIMENTAL
PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO

TEMA:

“DIAGNÓSTICO TERMOGRÁFICO EN EQUIPOS MECÁNICOS
CONSUMIDORES DE VAPOR DEL ÁREA SECA DE LA EMPRESA TENERÍA
DÍAZ CÍA LTDA PARA LA DETERMINACIÓN DE PÉRDIDAS TÉRMICAS”

AUTOR: Briseño Sánchez Milton Fernando

TUTOR: Ing. Mg. Escobar Luna Luis Eduardo

AMBATO – ECUADOR

2017

APROBACIÓN DEL TUTOR

CERTIFICACIÓN

Yo, Ing. Mg. Escobar Luna Luis Eduardo en calidad de tutor del trabajo experimental bajo el tema: “DIAGNÓSTICO TERMOGRÁFICO EN EQUIPOS MECÁNICOS CONSUMIDORES DE VAPOR DEL ÁREA SECA DE LA EMPRESA TENERÍA DÍAZ CÍA LTDA PARA LA DETERMINACIÓN DE PÉRDIDAS TÉRMICAS” presentado y desarrollado por el Sr. Briseño Sánchez Milton Fernando, egresado de la Facultad de Ingeniería Civil y Mecánica de la Universidad Técnica de Ambato, certifico que el mismo se desarrolló bajo mi supervisión y que cumple con los requisitos suficientes para ser sometido a su respectiva evaluación.

Ambato, Mayo de 2017

.....
Ing. Mg. Luis Escobar

TUTOR

AUTORÍA DE LA INVESTIGACIÓN

Yo, Briseño Sánchez Milton Fernando, con cédula de identidad N° 1805040811 de constancia que los contenidos y menciones emitidos en el trabajo experimental: “DIAGNÓSTICO TERMOGRÁFICO EN EQUIPOS MECÁNICOS CONSUMIDORES DE VAPOR DEL ÁREA SECA DE LA EMPRESA TENERÍA DÍAZ CÍA LTDA PARA LA DETERMINACIÓN DE PÉRDIDAS TÉRMICAS”, son de mi completa responsabilidad como autor del mismo.

Ambato, Mayo de 2017

.....
Milton F. Briseño S.

AUTOR

APROBACIÓN DEL TRIBUNAL DE GRADO

Los suscritos Profesores Calificadores, una vez revisado, aprueban el informe del trabajo experimental, sobre el tema: “DIAGNÓSTICO TERMOGRÁFICO EN EQUIPOS MECÁNICOS CONSUMIDORES DE VAPOR DEL ÁREA SECA DE LA EMPRESA TENERÍA DÍAZ CÍA LTDA PARA LA DETERMINACIÓN DE PÉRDIDAS TÉRMICAS” del Sr. Briseño Sánchez Milton Fernando, de la carrera de Ingeniería Mecánica, el mismo que guarda conformidad con la disposiciones reglamentarias emitidas por el centro de Estudios de Pregrado de la Facultad de Ingeniería Civil y Mecánica de la Universidad Técnica de Ambato.

Ambato, Mayo de 2017

Para constancia firman.

Ing. Santiago Cabrera
PROFESOR CALIFICADOR

Ing. Diego Moya
PROFESOR CALIFICADOR

DERECHOS DE AUTOR

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

Cedo los Derechos en línea patrimoniales de mi Trabajo de Titulación bajo la modalidad Trabajo Experimental con fines de difusión pública, además apruebo la reproducción de éste Trabajo de Titulación dentro de las regulaciones de la Universidad, siempre y cuando ésta reproducción no suponga una ganancia económica y se realice respetando mis derechos de autor.

Ambato, Mayo de 2017

.....
Milton F. Briseño S.

AUTOR

DEDICATORIA

A:

Jehová Dios, por ser mi luz y guía en cada paso de mi vida, además de brindarme la oportunidad de conocer personas grandiosas que fueron soporte y compañía en todo momento.

Mis padres Zoila y Milton por su amor incondicional, por confiar en mí y por brindarme su apoyo en cada paso.

Mis hermanos, Viviana, Daniela, David, Santiago, Mayli, por el apoyo y hacer mi vida cada día más linda.

Todos aquellos familiares y amigos que de forma directa e indirectamente me regalaron su apoyo, su amistad y permitieron que mis días sean mejores.

Milton Fernando

AGRADECIMIENTO

A:

Jehová Dios, mi fiel amigo por estar ahí siempre conmigo y llenarme de fe y fuerza para seguir adelante. Por darme sabiduría y entendimiento para comprender muchas cosas que parecen tan lejanas.

Mi padre Milton, en especial, por apoyarme siempre de manera incondicional y dotarme de todo lo necesario para cumplir con mi meta.

Mis hermanos, por su compañía y por ayudarme en cada momento especialmente en los más difíciles.

A mis maestros, amigos y compañeros de clase que creyeron en mí y con los cuales compartí gratos momentos.

Toda mi familia, mi abuelita, tíos, primos que de alguna u otra manera fueron aporte en la culminación de este proyecto.

¡GRACIAS A TODOS USTEDES!

Milton Fernando

ÍNDICE GENERAL

A. PÁGINAS PRELIMINARES

PORTADA	I
APROBACIÓN DEL TUTOR	II
AUTORÍA DE LA INVESTIGACIÓN	III
APROBACIÓN DEL TRIBUNAL DE GRADO	IV
DERECHOS DE AUTOR	V
DEDICATORIA	VI
AGRADECIMIENTO	VII
ÍNDICE GENERAL	VIII
ÍNDICE DE TABLAS	XII
ÍNDICE DE GRÁFICOS	XIV
RESUMEN EJECUTIVO	XVI
ABSTRACT	XVI

B. TEXTO

CAPÍTULO I. ANTECEDENTES

1.1. TEMA DEL TRABAJO EXPERIMENTAL	1
1.2. ANTECEDENTES	1
1.3. JUSTIFICACIÓN	3
1.4. OBJETIVOS	4
1.4.1. Objetivo General	4
1.4.2. Objetivos Específicos	4

CAPÍTULO II. FUNDAMENTACIÓN

2.1. FUNDAMENTACIÓN TEÓRICA	5
2.1.1. Termodinámica.....	5
2.1.2. Termografía	5
2.1.2.1. Termografía por infrarrojos	6
2.1.2.2. Imagen térmica.....	6
2.1.2.3. Análisis de una imagen térmica	7
2.1.2.4. Compensación de la imagen térmica.....	7
2.1.2.5. Cámara termográfica	8
2.1.2.6. Emisividad	8
2.1.3. Diagnóstico termográfico.....	9
2.1.3.1. Secado.....	10
2.1.3.2. Equipos a vapor.....	10
2.1.4. Transferencia de calor.....	14
2.1.4.1. Temperatura	14
2.1.5. Métodos de transferencia de calor	15
2.1.5.1. Conducción	15
2.1.5.2. Convección	16
2.1.5.3. Radiación	17
2.1.6. Pérdidas térmicas	17
2.1.6.2. Pérdidas por radiación	18
2.1.6.3. Pérdidas mecánicas	18
2.1.6.5. Pérdidas indeterminadas	18
2.2. HIPÓTESIS	19
2.3. SEÑALAMIENTO DE LAS VARIABLES	19

CAPÍTULO III. METODOLOGÍA

3.1. NIVEL O TIPO DE INVESTIGACIÓN.....	20
3.1.1. Exploratoria.....	20
3.1.2. Descriptiva.....	20
3.1.3. Explicativa.....	20
3.2. POBLACIÓN Y MUESTRA.....	20
3.2.1. Población.....	20
3.2.2. Muestra.....	21
3.3. OPERACIONALIZACIÓN DE VARIABLES.....	22
3.4. PLAN DE RECOLECCIÓN DE INFORMACIÓN.....	24
3.5. PLAN PROCESAMIENTO Y ANÁLISIS.....	25

CAPÍTULO IV. ANÁLISIS E INTERPRETACIÓN DE RESULTADOS

4.1.1. Datos informativos.....	26
4.1.2. Interpretación de la inspección termográfica.....	26
4.1.3. Estimación de las pérdidas térmicas en los equipos.....	27
4.1.3.1. Pérdidas de calor en el secador al vacío.....	27
4.1.3.1.1. Cálculo de pérdidas por convección en placas verticales.....	30
4.1.3.1.2. Cálculo de pérdidas por convección en placas horizontales con la superficie caliente hacia arriba.....	33
4.1.3.1.3. Cálculo de pérdidas por radiación.....	36
4.1.3.2. Pérdidas de calor en la pigmentadora rotativa.....	38
4.1.3.2.1. Cálculo de pérdidas por convección en placas inclinadas.....	41
4.1.3.2.2. Cálculo de pérdidas por radiación.....	43
4.1.3.3. Pérdidas de calor en la plancha.....	45

4.1.3.3.1. Cálculo de pérdidas por convección en placas horizontales con la superficie caliente hacia abajo.....	47
4.1.3.3.2. Cálculo de pérdidas por radiación.....	50
4.1.4. Estimación de la eficiencia energética en la red de tubería de vapor.	52
4.1.4.1. Situación Anterior	53
4.1.4.1.1. Evaluación de las pérdidas de calor por convección y radiación.....	54
4.1.4.2. Cálculo del espesor del aislante térmico para la red de distribución de vapor.....	57
4.1.4.2.1. Cálculos de coeficientes de convección	58
4.1.4.3. Situación Actual.....	67
4.1.4.3.1. Comparación de temperaturas superficiales	67
4.1.4.3.2. Evaluación de las pérdidas por convección y radiación	68
4.1.4.4. Eficiencia energética en la red de distribución de vapor	70
4.1.4.5. Evaluación Económica	71
4.1.5. Inspección termográfica de los equipos consumidores de vapor.	73
4.1.6. Corrección de problemas identificados.....	82
4.1.7. Selección de la trampa de vapor para la tubería de retorno	91
4.2. ANÁLISIS DE RESULTADOS	92
4.2.1. Análisis de las pérdidas de calor en los equipos de secado.....	92
4.2.2. Análisis de la eficiencia energética en la red de distribución de vapor.	94
4.2.3. Análisis de costo de pérdidas de calor en la red de tuberías de vapor.....	95
4.2.4. Análisis de la inspección termográfica en los equipos de secado.	95
4.3. VERIFICACIÓN DE HIPÓTESIS	97

CAPÍTULO V. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

5.1. CONCLUSIONES	99
5.2. RECOMENDACIONES	100

C. MATERIAL DE REFERENCIA

1. BIBLIOGRAFÍA	101
2. ANEXOS	106

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Valores de emisividad para algunos materiales.	9
Tabla 2. Valores típicos de coeficiente de convección.	16
Tabla 3. Población.	21
Tabla 4. Muestra.	21
Tabla 5. Operacionalización de la variable independiente.	22
Tabla 6. Operacionalización de la variable dependiente.	23
Tabla 7. Plan de recolección de información.	24
Tabla 8. Fotografía y termografía de algunos elementos del secador al vacío.	28
Tabla 9. Propiedades del aire.	31
Tabla 10. Propiedades del aire y parámetros de trabajo.	34
Tabla 11. Parámetros de radiación.	36
Tabla 12. Pérdidas térmicas en el secador al vacío.	37
Tabla 13. Fotografía y termografía de la pigmentadora rotativa.	38
Tabla 14. Propiedades del aire.	41
Tabla 15. Parámetros de radiación.	43
Tabla 16. Pérdidas térmicas en la pigmentadora rotativa.	44
Tabla 17. Fotografía y termografía de algunos elementos de la plancha.	45
Tabla 18. Propiedades del aire y parámetros de trabajo.	48
Tabla 19. Parámetros de radiación.	50
Tabla 20. Pérdidas térmicas en la plancha.	51
Tabla 21. Longitud de tubería sin aislamiento en función de su diámetro.	53
Tabla 22. Coeficiente de convección.	55
Tabla 23. Parámetros de radiación.	55
Tabla 24. Pérdidas de calor por convección y radiación.	56

Tabla 25. Reparto de las pérdidas de calor en la situación anterior.....	57
Tabla 26. Diámetros del sistema de tubería.....	57
Tabla 27. Variables de funcionamiento de la tubería y del vapor a 170 °C.....	58
Tabla 28. Parámetros para la determinación del coeficiente de convección.....	60
Tabla 29. Parámetros de operación en el conducto de vapor.....	63
Tabla 30. Iteraciones del espesor del aislamiento.....	65
Tabla 31. Espesor de aislante térmico.....	66
Tabla 32. Comparación de temperaturas superficiales con aislamiento.....	67
Tabla 33. Coeficiente de convección.....	68
Tabla 34. Pérdidas de calor por convección y radiación.....	68
Tabla 35. Reparto de las pérdidas de calor en la situación actual.....	69
Tabla 36. Balance de energía de pérdidas por convección y radiación.....	69
Tabla 37. Balance de energía en la red de vapor.....	70
Tabla 38. Reparto de energía en la red de vapor.....	71
Tabla 39. Ahorro económico anual.....	72
Tabla 40. Guía de selección de trampas de vapor.....	91
Tabla 41. Pérdidas de calor en el secador al vacío.....	92
Tabla 42. Pérdidas de calor en la pigmentadora rotativa.....	93
Tabla 43. Pérdidas de calor en la plancha.....	94
Tabla 44. Reparto de las energía en la red de vapor.....	94
Tabla 45. Ahorro económico anual.....	95
Tabla 46. Imágenes termográficas de los equipos.....	95
Tabla 47. Imágenes termográficas de los equipos.....	96
Tabla 48. Imágenes termográficas de los equipos.....	97
Tabla 49. Pérdidas por convección y radiación.....	98

ÍNDICE DE GRÁFICOS

Figura 1. Imágenes de luz visible y térmica.....	6
Figura 2. Cámara Termográfica.....	8
Figura 3. Emisión, reflexión, absorción y transmisión.	8
Figura 4. Secador al vacío.	10
Figura 5. Pigmentadora rotativa.	12
Figura 6. Plancha de placas planas.	13
Figura 7. Esquema de mecanismos de transferencia de calor.....	15
Figura 8. Aspectos de la foto termográfica.	26
Figura 9. Secador al vacío.	27
Figura 10. Dimensiones y temperaturas del equipo: a) Frontal, b) Lateral.....	29
Figura 11. Termografía general del secador al vacío.....	30
Figura 12. Superficie vertical.	30
Figura 13. Superficie que transfiere calor.	33
Figura 14. Pigmentadora rotativa - Túnel de secado.	38
Figura 15. Dimensiones y temperaturas del equipo: a) Frontal, b) Lateral, c) Superior.....	40
Figura 16. Termografía general de la pigmentadora rotativa.....	40
Figura 17. Superficie inclinada.....	41
Figura 18. Plancha.	45
Figura 19. Dimensiones y temperaturas del equipo: a) Frontal, b) Lateral.....	47
Figura 20. Termografía de la plancha.	47
Figura 21. Superficie que transfiere calor.	47
Figura 22. Red de distribución de vapor.	52
Figura 23. Fotografía y termografía de la red de distribución de vapor.	53
Figura 24. Cañuela de lana de vidrio.	62
Figura 25. Disposición de la lana de vidrio sobre la tubería de vapor.....	62
Figura 26. Secador al vacío.	73
Figura 27. Imagen fotográfica y termográfica del conducto de vapor sin aislamiento: a) Mañana, b) Medio día, c) Tarde.	74
Figura 28. Imagen fotográfica y termográfica del aislamiento defectuoso del conducto de vapor: a) Mañana, b) Medio día, c) Tarde.	75

Figura 29. Túnel de secado de la pigmentadora rotativa.	75
Figura 30. Imagen fotográfica y termográfica de la pared del túnel de secado: a) Mañana, b) Medio día, c) Tarde.	76
Figura 31. Imagen fotográfica y termográfica de la mancha de calor en la pared superior izquierda del túnel de secado: a) Mañana, b) Medio día, c) Tarde.	77
Figura 32. Imagen fotográfica y termográfica de la mancha de calor en la pared superior izquierda de túnel de secado: a) Mañana, b) Medio día, c) Tarde.	77
Figura 33. Imagen fotográfica y termográfica del conducto de vapor sin aislamiento térmico: a) Mañana, b) Medio día, c) Tarde.....	78
Figura 34. Plancha.	79
Figura 35. Imagen fotográfica y termográfica del conducto de entrada de vapor: a) Mañana, b) Medio día, c) Tarde.	79
Figura 36. Imagen fotográfica y termográfica del conducto de vapor: a) Mañana, b) Medio día, c) Tarde.....	80
Figura 37. Imagen fotográfica y termográfica del aislamiento del conducto de vapor: a) Mañana, b) Medio día, c) Tarde.	81
Figura 38. Imagen fotográfica y termográfica del retorno de vapor: a) Mañana, b) Medio día, c) Tarde.....	82
Figura 39. Fotografía y termografía del conducto de entrada de vapor.....	83
Figura 40. Fotografía y termografía del aislamiento defectuoso del conducto de vapor.....	84
Figura 41. Fotografía y termografía de la pared superior izquierda del túnel de secado.....	85
Figura 42. Fotografía y termografía de la pared superior izquierda del túnel de secado.....	86
Figura 43. Fotografía y termografía del conducto de entrada de vapor al túnel de secado.....	87
Figura 44. Fotografía y termografía del conducto de entrada de vapor a la plancha.	88
Figura 45. Fotografía y termografía del conducto de vapor.....	89
Figura 46. Fotografía y termografía de una sección de aislamiento defectuoso.	90

RESUMEN EJECUTIVO

El presente trabajo experimental refiere a la determinación de pérdidas caloríficas por convección y radiación en los equipos consumidores de vapor de la empresa Tenería Díaz Cía. Ltda., mediante un diagnóstico termográfico. Adicionalmente, se visualizó las zonas de sobrecalentamientos, variación de temperatura e inspección de la red de distribución de vapor. Las mediciones se realizaron durante la jornada de trabajo, en la mañana, medio día y tarde debido a que las exigencias de los equipos en el trabajo varían durante estos períodos. En la inspección termográfica se tomaron imágenes de los elementos que presentan temperaturas anormales y superiores a la del ambiente, para posteriormente tomar medidas correctoras en ciertos elementos.

En lo referente a la red de distribución de vapor se realizó un análisis visual y termográfico de las secciones de tubería encontradas sin aislamiento térmico y que presentan elevadas temperaturas, para efectuar los cálculos pertinentes y posteriormente colocar un aislamiento térmico de características tipo cañuelas de lana de vidrio y por último evaluar el ahorro energético y económico obtenido al colocar dicho aislamiento. Además, se seleccionó una trampa de vapor para la tubería de retorno de la plancha que luce una elevada temperatura y conexión directa al sumidero, mediante la guía de selección de trampas de vapor de la empresa Spirax Sarco la cual nos direccionó hacia una que pueda cumplir con los requerimientos del sistema.

Para la estimación de las pérdidas térmicas por convección, en cada equipo se realizó un procedimiento de acuerdo al área de transferencia de calor, ya sea horizontal, vertical e inclinada, utilizando correlaciones y estimaciones que nos permitieron determinar primeramente el coeficiente de convección, para posteriormente obtener las pérdidas por convección. De forma paralela se determinó las pérdidas por radiación en cada sección de los equipos tomadas como temperaturas anormales y que representan pérdidas de calor.

ABSTRACT

The present experimental work refers to the determination of heat losses by convection and radiation in the equipment consuming steam of the company Tenería Díaz Cía. Ltda., by means of a thermographic diagnostic. In addition, the areas of overheating, temperature variation and inspection of the steam distribution pipelines were visualized. Measurements were made during the working day, in the morning, midday and afternoon because the demands of the equipment at work vary during these periods. In the thermographic inspection the images were taken of the elements that present abnormal temperatures and higher than the environment, and then take corrective measures on certain elements.

In relation to the steam distribution pipelines, a visual and thermographic analysis of the pipe sections found without thermal insulation and having high temperatures were performed, to carry out the relevant calculations and then to put a thermal insulation of characteristics such as wool spout of glass and finally evaluate the energy and economic savings obtained by placing said insulation. In addition, a steam trap was selected for the return pipe of the plate which shows a high temperature and direct connection to the sump, through the guide of selection of steam traps of the company Spirax Sarco which directed us towards one that can meet the requirements of the system.

For the estimation of the thermal losses by convection, in each equipment a procedure was performed according to the area of heat transfer, either horizontal, vertical or inclined, using correlations and estimates that allowed we to first determine the convection coefficient, for later obtain the losses by convection. In parallel, the radiation losses in each section of the equipment taken as abnormal temperatures and representing losses of heat were determined.

CAPÍTULO I

ANTECEDENTES

1.1. TEMA DEL TRABAJO EXPERIMENTAL

“DIAGNÓSTICO TERMOGRÁFICO EN EQUIPOS MECÁNICOS CONSUMIDORES DE VAPOR DEL ÁREA SECA DE LA EMPRESA TENERÍA DÍAZ CÍA. LTDA. PARA LA DETERMINACIÓN DE PÉRDIDAS TÉRMICAS”.

1.2. ANTECEDENTES

La termografía nace con el descubrimiento de Sir William Herschel de la radiación infrarroja en el siglo XIX. Su impulso se dio durante la Segunda Guerra Mundial donde se utilizó las propiedades de la radiación infrarroja con fines militares. Posteriormente la empresa Sueca AGA, denominada actualmente FLIR Systems, en 1960, expuso al mercado la primera cámara termográfica con propósitos comerciales [1].

Según se menciona en la guía técnica elaborada por FLIR Systems en 2011, la primera cámara termográfica fue utilizada en el ámbito de la industria para inspeccionar cables de alimentación de líneas de alta tensión en 1965 [2]. Desde entonces, este tipo de tecnología ha sufrido un progreso importante llegando a tener hoy un gran número de aplicaciones como: inspecciones estructurales, evaluación de equipos y sistemas, aplicaciones aéreas, entre muchas más.

En la actualidad, la cámara termográfica ha ido ganando un espacio en la industria, siendo ésta el único elemento eficaz para la detección de pérdidas de energía en edificios, convirtiéndose de esta manera, la termografía, en una técnica rentable e indispensable [3].

Después de lo mencionado anteriormente se despliega un abanico impresionante de aplicaciones para la termografía. Entre las más comunes de forma general son en la medicina, biología, sistemas de techado, sistemas mecánicos, mecánica de suelos y fluidos, radiometría, aplicaciones ambientales y aéreas etc.

Pero más allá de verificar que es una técnica que abarca un sin número de aplicaciones, a nosotros nos interesa su aplicación relacionada con equipos a vapor. Este tipo de investigaciones no se ha realizado aún en nuestro medio, pero tenemos estudios relacionados que nos pueden ayudar y donde se menciona lo siguiente:

En la tesis de graduación de la Universidad Técnica de Ambato titulada “**Estudio de parámetros de combustión en quemadores a gas de uso doméstico aplicando termografía y su incidencia en la eficiencia energética**” del Sr. Diego Núñez se dice que: Con la aplicación de la termografía industrial y las técnicas termográficas se puede interpretar imágenes termográficas analizando espectros que identifican los niveles de variación de temperatura en diferentes áreas de trabajo. Para realizar una inspección utilizando un equipo termográfico se debe tener conocimientos sobre los parámetros de funcionamiento, como la emisividad, temperatura reflejada, temperatura ambiente, distancia de enfoque, entre otros [4].

Los señores Diego Abarca Sigcho y Francisco Iglesias Vasco en su tesis desarrollada en 2012 bajo el tema: **Elaboración de un plan de mantenimiento predictivo mediante la aplicación de termografía industrial en los motores eléctricos de la planta de Eurolit en la empresa Tubasec C.A**, destacan que la termografía infrarroja es una técnica que permite, a distancia y sin ningún contacto, medir y visualizar temperaturas de superficie con precisión. El análisis termográfico ayudó a tener mayor seguridad para el operario por evitar la necesidad de contacto con el equipo y ayuda para la determinación de problemas en áreas de difícil acceso, como lo son las subestaciones eléctricas, transformadores en funcionamiento, equipos y maquinaria de gran dimensión [5].

1.3. JUSTIFICACIÓN

La importancia de las máquinas en la producción es inmensa e indiscutible, pues aumentan y aceleran los procesos. En nuestros tiempos la maquinaria se ha constituido en el motor de la industria, es por ello la importancia de comprobar su estado, identificando inconvenientes en el proceso y funcionamiento, ya que para mantenerlo totalmente funcional ha implicado un costo.

Los equipos mecánicos a vapor que operan en la empresa Tenería Díaz Cía. Ltda., son indispensables en la producción, debido a que estos cumplen el importante rol de secado del producto, siendo necesario que se encuentren funcionales en todo momento. En los proceso de secado existen equipos que poseen bajas eficiencias lo que implica un gran consumo de energía y por ende grandes pérdidas de calor.

Mediante el análisis termográfico se pretende identificar las pérdidas caloríficas que presentan los equipos para optimizar la energía requerida por las unidades, consiguiendo de esta manera una disminución en el requerimiento de energía y por lo tanto una reducción en los costes de producción.

1.4. OBJETIVOS

1.4.1. Objetivo General

- Determinar las pérdidas térmicas en los equipos mecánicos consumidores de vapor del área seca de la empresa Tenería Díaz Cía. Ltda. mediante un diagnóstico termográfico.

1.4.2. Objetivos Específicos

- Determinar las pérdidas de calor por convección y radiación.
- Identificar las zonas de sobrecalentamiento en los equipos mecánicos del área seca.
- Determinar la eficiencia energética en la redes de distribución de vapor.
- Analizar la variación de temperatura en los equipos durante la jornada de trabajo.

CAPITULO II

FUNDAMENTACIÓN

2.1. FUNDAMENTACIÓN TEÓRICA

2.1.1. Termodinámica

La termodinámica es la parte de la física que se encarga de la relación entre el calor y el trabajo, se la puede definir también como la ciencia de la energía [5]. Las tres leyes de la termodinámica son:

- **La primera ley de la termodinámica** es una ley física que dice que cuando el trabajo mecánico se transforma en calor, o cuando el calor se transforma en trabajo, la cantidad de trabajo y de calor son siempre iguales. También es llamada la ley de la conservación de la conservación de la energía [5].
- **La segunda ley de le termodinámica** dice que cuando existe una diferencia de temperatura entre dos objetos, la energía térmica se transfiere de las zonas más calientes (mayor energía) hasta alcanzar el equilibrio térmico [5].
- **La tercera ley de la termodinámica** afirma que el cero absoluto no puede alcanzarse por ningún procedimiento que conste de un número finito de pasos. Es posible acercarse indefinidamente al cero absoluto, pero nunca se puede llegar a él [5].

2.1.2. Termografía

La termografía es una técnica que permite medir temperaturas a distancia y sin necesidad de contacto físico con el objeto a estudiar mediante la captación de la radiación infrarroja del espectro electromagnético. Utilizando cámaras termográficas podremos convertir la energía radiada en información sobre temperatura [6].

La información térmica corresponde a un patrón, un estado puntual en cuanto a su temperatura. Se dice que es puntual porque no se considera el objeto como algo aislado, sino al contrario, estará bajo unas condiciones cambiantes, rodeado de otros objetos que le influyan y unas actuaciones [6].

2.1.2.1. Termografía por infrarrojos

“La termografía por infrarrojos es la ciencia que estudia el uso de dispositivos optoelectrónicos para detectar y medir la radiación mediante la cual se obtiene la temperatura del objeto inspeccionado o de las superficies en estudio” [7].

La cámara térmica genera imágenes basadas en la temperatura de los objetos, básicamente midiendo la energía infrarroja que emiten y convirtiendo a continuación dicha información en imágenes cuyos puntos muestran diferentes colores en función de la temperatura superficial de los objetos [7].

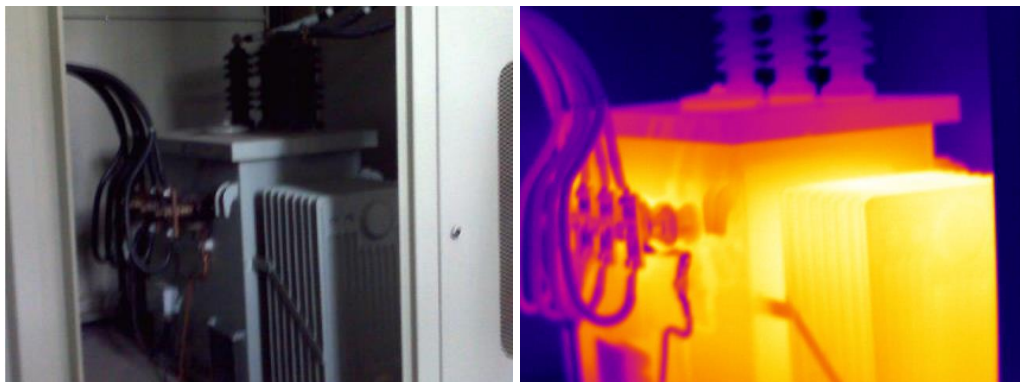


Figura 1. Imágenes de luz visible y térmica [7].

La imagen de la izquierda es una fotografía común que muestra los objetos obtenidos con luz visible. La imagen de la derecha muestra las temperaturas de los objetos, es una imagen termográfica [7].

2.1.2.2. Imagen térmica

La imagen térmica es lo que se va analizar, sobre lo que se trabajará y sobre lo que se emitirá un posible diagnóstico. A diferencia de la imagen real, es una imagen de

intensidad de radiación térmica, no de la distribución de temperaturas captadas por la cámara [6].

Diferencias en intensidades de radiación no se traducen en diferentes temperaturas. Es decir, que un mismo objeto sobre el que se está trabajando, puede estar a la misma temperatura, pero con distintas emisividades. Por lo tanto, la imagen térmica aparecerá con un contraste reflejado en la paleta de colores que puede hacer que tenga diferentes temperaturas [6].

2.1.2.3. Análisis de una imagen térmica

Se puede hacer un análisis cualitativo o cuantitativo de la imagen obtenida.

- **Análisis cualitativo:** la imagen térmica es analizada para poner de manifiesto anomalías de distinta magnitud, localizarlas y evaluar el nivel de gravedad [6]. Al tomar imágenes cualitativas se debe ser consciente de la emisividad y los reflejos, pero no se necesita hacer correcciones en la cámara térmica porque no interesa medir temperaturas de forma precisa.
- **Análisis cuantitativo:** determina la temperatura o temperaturas de las partes de la imagen térmica que se interesan para, a partir de estas, extraer las conclusiones sobre las anomalías detectadas y las soluciones a adoptar [6]. Las imágenes cuantitativas muestran mediciones precisas de temperatura o distribuciones de temperatura. La causa de estas variaciones puede ser la emisividad y los reflejos, al igual que el tamaño del objeto y el fondo.

2.1.2.4. Compensación de la imagen térmica

La compensación de la imagen se realiza durante la inspección o con el software de tratamiento de imágenes [6].

Todas las cámaras infrarrojas permiten modificar los parámetros de objeto, temperatura aparente reflejada, emisividad, distancia, temperatura exterior y humedad relativa. Esto nos permitirá pasar de temperatura aparente a temperatura real [6].

2.1.2.5. Cámara termográfica

La cámara termográfica mide la radiación infrarroja y convierte las señales en imágenes térmicas. Mediante este dispositivo es posible visualizar distribuciones de temperatura no visibles para el ojo humano de superficies de objetos. Algunas de las aplicaciones típicas son la termografía de edificios así como la termografía eléctrica e industrial [8].



Figura 2. Cámara Termográfica [9].

La radiación registrada por la cámara termográfica se compone de la radiación de onda larga emitida, reflejada y transmitida proveniente de los objetos presentes en el campo de visión de la cámara [8].

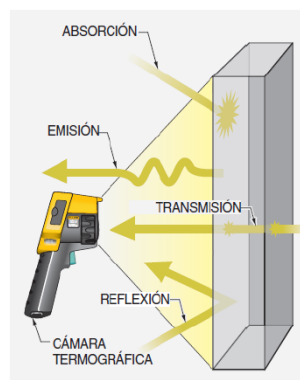


Figura 3. Emisión, reflexión, absorción y transmisión [7].

2.1.2.6. Emisividad

La emisividad (ϵ) es la capacidad que tiene un determinado cuerpo para emitir su propia energía en forma de radiación. A mayor emisividad del cuerpo, más radiación emitida [6]. Sus valores se encuentran entre 0 y 1 [5].

La emisividad depende mucho del tipo de material y de las condiciones de su superficie. Además, también es función de la longitud de onda, de la temperatura a la que esté la superficie y del ángulo de emisión [10]. Aunque la temperatura de dos cuerpos distintos sea la misma, el que tenga más emisividad irradiará más que el que tenga menos y, por tanto, se lo verá de manera diferente en la cámara [6].

Tabla 1. Valores de emisividad para algunos materiales [10].

Material	Emisividad*	Material	Emisividad*
Aluminio pulido	0,05	Hierro, chapa galvanizada, bruñido	0,23
Aluminio, superficie rugosa	0,07	Hierro, chapa, galvanizado, oxidado	0,28
Aluminio oxidado	0,25	Hierro brillante, grabado	0,16
Placa de amianto	0,96	Hierro forjado pulido	0,28
Tela de amianto	0,78	Hollín	0,96
Papel de amianto	0,94	Níquel, en hierro fundido	0,05
Latón mate	0,22	Níquel, puro pulido	0,05
Latón pulido	0,03	Pintura, acabado en plata**	0,31
Ladrillo común	0,85	Papel, negro, mate	0,94
Bronce basto	0,55	Papel, blanco	0,9
Bronce pulido	0,1	Goma	0,93
Hierro fundido basto	0,81	Acero, galvanizado	0,28
Hierro fundido pulido	0,21	Acero, muy oxidado	0,88
Cromo pulido	0,1	Acero, recién laminado	0,24
Hormigón	0,54	Acero, superficie rugosa	0,96
Cobre pulido	0,01	Acero, rojo oxidado	0,69
Cobre oxidado	0,65	Acero, chapa, niquelado	0,11
Cinta aislante, plástico negro	0,95	Acero, chapa, laminado	0,56
Esmalte**	0,9	Agua	0,98
Hierro laminado en caliente	0,77	Vidrio	0,92
Hierro oxidado	0,74	Oro pulido	0,02

*Emisividad medida a 0° C, difiere poco de la emisividad a temperatura ambiente

**La pintura de acabado plata se mide a 25° C y la pintura de esmalte a 27° C.

En general, hay tres tipos de fuentes de radiación que se caracteriza por la radiación emitida:

- Cuerpo negro, para lo cual, posee una emisividad = 1 [5] .
- Cuerpo gris, para lo cual, posee una emisividad < 1 [5].
- Radiador selectivo, por lo que la emisividad varía con la longitud de onda [5].

2.1.3. Diagnóstico termográfico

El diagnóstico termográfico pretende determinar las pérdidas de calor que presentan los equipos a vapor del área seca de la empresa Tenería Díaz Cía. Ltda., mediante el análisis y evaluación de imágenes térmicas tomadas con una cámara termográfica.

2.1.3.1. Secado

El secado es una operación mediante la cual se puede separar la humedad de los sólidos de forma total o parcial. En el secado mediante contacto directo, el calor necesario para vaporizar el agua es suministrado por el aire, mientras que en el secado indirecto, el calor es suministrado por una fuente de calor a través de una superficie metálica que está en contacto con el objeto a secar [11].

2.1.3.2. Equipos a vapor

Los equipos mecánicos consumidores de vapor o secaderos son unidades extremadamente variables en forma y componentes, dependiendo de la aplicación específica a que se destine [12].

2.1.3.2.1. Secador al vacío

En los secadores al vacío, la transferencia de calor se realiza mediante radiación (el calor transmitido no necesita de un medio material como vehículo) y conducción (paso de calor a través del cuerpo, de molécula a molécula, sin desplazamiento visible de sus partículas) y pueden funcionar por partidas o mediante banda continua con esclusas de vacío en la entrada y la salida [11].



Figura 4. Secador al vacío.

El principio fundamental de los secadores al vacío es la disminución del punto de ebullición de un líquido sometido a una determinada presión de vacío y la velocidad acelerada en el punto de ebullición [11].

El tiempo de secado depende del grosor del cuero y de la blandura deseada, oscila entre 1-6 minutos. No se requiere adhesivo y esto es importante para el cuero que se acaba con flor plena. El secador al vacío es una máquina para utilizar en diferentes procesos. Se puede utilizar para pre-secado y terminar de secar en túneles de secado y en terminación propiamente dicha [13].

2.1.3.2.1.1. Aplicaciones del vacío.

Tanto en la industria como en los laboratorios de investigación son numerosas y variadas. Las bombas de vacío trabajan solamente en un rango de presiones limitado. Por ello la evacuación de los sistemas de vacío se realiza en varias etapas, usándose para cada una de ellas una clase de bomba diferente. El funcionamiento de una bomba de vacío está caracterizado por su velocidad de bombeo y la cantidad de gas evacuado por unidad de tiempo [11].

Dos características fundamentales de toda bomba de vacío son: la presión límite o presión mínima de entrada y el tiempo necesario para alcanzarla. Ambos factores no dependen sólo de la bomba utilizada, sino también del recipiente a evacuar (presión de vapor de sus partes constitutivas, fugas, etc) [11].

2.1.3.2.1.2. Ventajas y limitaciones del secado al vacío.

Entre las ventajas principales que se pueden citar están:

- Su eficacia térmica es elevada, por lo que no es preciso calentar un volumen grande de aire antes del secado.
- Como el secado puede llevarse a cabo en ausencia de oxígeno, no existe riesgo de que algunos componentes de los alimentos se oxiden.
- Este método de secado se emplea para materiales cuyas características esenciales podrían ser alteradas, dañadas o destruidas por exposición a condiciones atmosféricas o elevadas temperaturas, así como materiales que se inflaman, explotan o que son tóxicos o peligrosos [11].

El secado al vacío, aunque se puede aplicar en muchos casos, no es de aplicación total, siendo necesaria la investigación antes de adoptar el tipo de secador. Desde el punto de vista de las altas intensidades de producción, los secadores al vacío son satisfactorios, sin embargo, su flexibilidad puede compensar con creces en muchos casos las desventajas de sus costos elevados en mano de obra, el alto costo de inversión para la cámara de vacío, el condensador y la bomba de vacío [11].

2.1.3.2.2. Pigmentadora rotativa

Es una adaptación del uso del soplete, manteniendo el principio del mismo. En estas máquinas el cuero es llevado sobre una banda transportadora formada por cables [14].



Figura 5. Pigmentadora rotativa.

Es importante que la distancia entre cables no sea mayor de 1 cm., puesto que si lo fuera, en el caso de cueros de poco espesor, la presión del soplado formaría ondulaciones al ceder el cuero en los espacios intercables, lo que provocaría la formación de franjas. Este defecto se acentúa en las aplicaciones de anilinas o pigmentos transparentes. Estos cables además deben ser de monofilamento para facilitar su limpieza con lo cual se evita el manchado del lado de la carne [14].

El movimiento de los sopletes cubre toda la superficie del transporte y puede ser realizado en forma circular o de vaivén. La velocidad del transporte del cuero está en relación con el número de sopletes con que esté equipada la máquina y con la velocidad con que se mueven estos [14].

2.1.3.2.2.1. Características

- Construcción con elementos modulares sin aislamiento térmico.
- Alimentado mediante vapor.
- Electroventiladores con rotores centrífugos.
- Sistema de filtración de aire con grandes superficies
- Serie de rodillos soporte banda transportadora equidistantes entre ellos y ajustable en altura.
- Puertas anteriores y posteriores de grandes dimensiones para una fácil inspección interna y mantenimiento.
- Radiadores con colectores de acero inoxidable.
- Termorregulador para el control de la temperatura [15].

2.1.3.2.3. Plancha

La finalidad de la operación de planchado es obtener una superficie de flor lisa y compacta que haga disminuir la absorción del cuero. Al compactarse el cuero disminuye de grueso. La operación se realiza aplicando presión y calor sobre el lado de flor de la piel [16].



Figura 6. Plancha de placas planas.

En la parte superior fija se acopla una placa pulida y lisa o bien grabada con el negativo de un poro determinado. Esta zona lleva un sistema de calefacción a base de un serpentín de vapor, aceite térmico o unas simples resistencias eléctricas [16].

Cuando se emplea vapor la temperatura se regula mediante válvulas de vapor accionadas por un termostato para poder controlar la temperatura de la placa que debe ser homogénea en toda su superficie. Normalmente también existe un circuito de refrigeración con agua fría para bajar la temperatura de la placa de una forma rápida. La temperatura de la placa debe adaptarse a cada tipo de acabado, oscilando normalmente entre 60-120°C [16].

La placa inferior se mueve en dirección vertical subiendo o bajando mediante un émbolo accionado por el aceite a presión de un circuito hidráulico. La presión del aceite se logra a través de una bomba de émbolos. Sobre la placa inferior móvil se coloca una lámina de fieltro grueso, una lámina de goma o ambas a la vez para proporcionarle una cierta flexibilidad que le permita absorber las pequeñas irregularidades de grueso de la piel, de forma que el lado de flor se acople bien a la superficie lisa de la placa superior. La máquina va provista de un manómetro que indica la presión de trabajo del circuito hidráulico. Si la prensa se utiliza para grabar es conveniente disponer de una presión mínima de 40 bar [16].

2.1.4. Transferencia de calor

La transferencia de calor es el paso de la energía térmica desde un cuerpo de mayor temperatura a otro de menor, producido por dicha diferencia [5]. El flujo de dicha energía se mantiene, en tanto no se iguala la temperatura entre dos o más cuerpos. La transferencia de calor cambia la energía interna de una parte a otra de los sistemas implicados [17].

2.1.4.1. Temperatura

La temperatura es una medida de la energía cinética promedio de los átomos y moléculas individuales de una sustancia. Se dice que dos objetos están en equilibrio térmico sí y solo sí tienen la misma temperatura. Entonces, la temperatura es una medida de la actividad molecular [5].

2.1.5. Métodos de transferencia de calor

La energía térmica se puede transferir por tres distintos mecanismos físicos: conducción, convección y radiación. En la Figura 7 se ilustra éstos métodos de transferencia de calor [17].

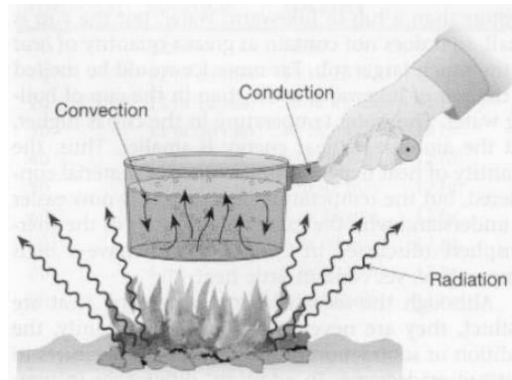


Figura 7. Esquema de mecanismos de transferencia de calor [17].

2.1.5.1. Conducción

La conducción es el mecanismo de transferencia de calor en escala atómica a través de la materia por actividad molecular, por el choque de unas moléculas con otras, donde las partículas más energéticas le entregan energía a las menos energéticas, produciéndose un flujo de calor desde las temperaturas más altas a las más bajas. Los mejores conductores de calor son los metales. Los objetos malos conductores como el aire o plásticos se llaman aislantes [17]. El calor por conducción viene dada por la siguiente expresión:

$$Q = kA(T_s - T_o) \quad (1)$$

donde k (W/mK) es el coeficiente de conductividad del material, magnitud que representa la capacidad con la cual la sustancia conduce calor; A es el área de transferencia de calor, T_s es la temperatura de la superficie y T_o la temperatura ambiente [17].

2.1.5.2. Convección

La convección es el mecanismo de transferencia de calor por movimiento de masa o circulación dentro de la sustancia. Puede ser natural producida solo por las diferencias de densidades de la materia; o forzada, cuando la materia es obligada a moverse de un lugar a otro, por ejemplo el aire con un ventilador o el agua con una bomba. Sólo se produce en líquidos y gases donde los átomos y moléculas son libres de moverse en el medio [17].

En la naturaleza, la mayor parte del calor ganado por la atmósfera por conducción y radiación cerca de la superficie, es transportado a otras capas o niveles de la atmósfera por convección [17].

$$Q = hA(T_s - T_o) \quad (2)$$

donde h se llama coeficiente de convección, en W/m^2K , A es la superficie que entrega calor con una temperatura T_s al fluido adyacente, que se encuentra a una temperatura T_o [17].

Tabla 2. Valores típicos de coeficiente de convección [17].

Proceso	h (W/m^2K)
Convección libre	
Gases	2 - 25
Líquidos	50 - 1000
Convección forzada	
Gases	25 - 250
Líquidos	50 - 20000

El flujo de calor por convección es positivo ($Q > 0$) si el calor se transfiere desde la superficie de área S al fluido ($T_s > T_o$), y negativo si el calor se transfiere desde el fluido hacia la superficie ($T_s < T_o$) [17].

2.1.5.3. Radiación

La radiación es la transferencia de energía emitida por la materia que se encuentra a una temperatura dada, esta energía es producida por los cambios de los átomos o moléculas constitutivas y transportadas por ondas electromagnéticas o fotones, por lo que recibe el nombre de radiación electromagnética [17].

$$Q = \varepsilon \sigma A T^4 \quad (3)$$

donde $\sigma = 5.67 \times 10^{-8} \text{ W}(m^2 K^4)$ se llama constante de Stefan–Boltzmann y ε es la propiedad radiativa de la superficie llamada emisividad, A es la superficie de calor y T la temperatura del cuerpo [17].

2.1.6. Pérdidas térmicas

Las pérdidas térmicas o de calor es un fenómeno físico que proporciona una variación de temperaturas entre un cuerpo y los medios que lo rodean. Éstas pueden darse por diversos factores. Un ejemplo de aquello se da en los motores eléctricos donde la transferencia de calor es por convección forzada, por lo que cuentan con elementos de enfriamiento. Estas pérdidas son por convección natural, forzada y por radiación que afectan al rendimiento del motor [18].

2.1.6.1. Pérdidas por convección

Para cuantificar las pérdidas convectivas es necesario primero determinar el coeficiente de convección (h). Hallar el valor de este coeficiente es complejo, ya que al variar la densidad con la temperatura (apareciendo fuerzas de flotación) y al tener flujo turbulento en el receptor, las ecuaciones que rigen el movimiento del fluido no son lineales y es necesario modelarlas usando los modelos de la mecánica de fluidos computacional [19].

2.1.6.2. Pérdidas por radiación

La pérdida de calor por radiación significa pérdida de calor en forma de rayos infrarrojos, que son ondas electromagnéticas. Es decir, existe un intercambio de energía electromagnética entre el cuerpo y el medio ambiente u objetos más fríos y situados a distancia. La cantidad de radiación emitida varía en relación al gradiente que se establece entre el cuerpo y el medio ambiente. Hasta el 60% de la pérdida de calor corporal puede tener lugar por este mecanismo [20].

2.1.6.3. Pérdidas mecánicas

Estas pérdidas son originadas por las fricciones ocasionadas por los cojinetes o rodamientos, la fricción entre las escobillas contra los anillos rozantes y por ventilación, que son pérdidas por fricción viscosa en las aletas contra el aire, estas pérdidas de energía se convierten en calor como el resto de ellas. Dentro del motor se presentan un 5 y 8% de pérdidas por fricción [18].

2.1.6.4. Pérdidas indeterminadas

Estas pérdidas se originan por la variación del flujo magnético, el aumento de corriente que incrementa la temperatura y la resistencia de los conductores que son provenientes de fuentes conocidas o desconocidas [18].

2.2. HIPÓTESIS

El diagnóstico termográfico en equipos mecánicos consumidores de vapor del área seca de la empresa Tenería Díaz Cía. Ltda. permitirá determinar las pérdidas térmicas.

2.3. SEÑALAMIENTO DE LAS VARIABLES

Variable Independiente: Diagnóstico termográfico en equipos mecánicos consumidores de vapor

Variable Dependiente: Pérdidas térmicas

CAPITULO III

METODOLOGÍA

3.1. NIVEL O TIPO DE INVESTIGACIÓN

3.1.1. Exploratoria

Debido a que esta investigación recoge información de libros y documentos científicos que permitieron conocer parámetros de los equipos consumidores de vapor para determinar las pérdidas térmicas mediante la utilización de técnicas termográficas.

3.1.2. Descriptiva

Mediante las imágenes termográficas se podrá obtener información acerca de las variaciones de temperatura que presentan los equipos durante la jornada de trabajo, además de obtener la eficiencia a la que están trabajando.

3.1.3. Explicativa

La investigación es de tipo explicativa porque analiza las imágenes termográficas identificando parámetros que influyen en las pérdidas de energía calorífica y por lo tanto en la baja eficiencia de los equipos.

3.2. POBLACIÓN Y MUESTRA

3.2.1. Población

La empresa Tenería Díaz Cía. Ltda., en su área seca cuenta con 5 equipos a vapor, de los cuales para nuestra investigación se seleccionará los que se encuentren operando

la mayor cantidad de horas durante la jornada de trabajo. En la Tabla 3 se muestra las características de cada uno.

Tabla 3. Población.

N°	Equipos	Potencia (CV)	Voltaje (V)	Tipo	Horas diarias de trabajo (h)
1	Secador al vacío	40	220	Trifásico	8
2	Estacadora	30	220	Trifásico	3
3	Pigmentadora rotativa	36	220	Trifásico	8
4	Pigmentadora de rodillos	30	220	Trifásico	5
5	Plancha	21	220	Trifásico	6

3.2.2. Muestra

Debido a las horas de funcionamiento y a las condiciones a las que operan se procedió a tomar 3 de aquellos equipos como espécimen para el correspondiente análisis, siendo éstos el 60% de la totalidad. A continuación se presenta las unidades a ser estudiadas.

Tabla 4. Muestra.

N°	Equipos	Potencia (CV)	Voltaje (V)	Tipo	Horas diarias de trabajo (h)
1	Secador al vacío	40	220	Trifásico	8
2	Pigmentadora rotativa	36	220	Trifásico	8
3	Plancha	21	220	Trifásico	6

La muestra seleccionada será evaluada mediante una cámara termográfica para determinar las pérdidas térmicas en cada una de ellas.

3.3. OPERACIONALIZACIÓN DE VARIABLES

Variable independiente: Diagnóstico termográfico en equipos mecánicos consumidores de vapor.

Tabla 5. Operacionalización de la variable independiente.

CONCEPTUALIZACIÓN	DIMENSIONES	INDICADORES	ITEMS	TÉCNICAS E INSTRUMENTOS
<p>El <i>diagnóstico termográfico</i> pretende determinar las pérdidas de calor que presentan los equipos mediante el análisis y evaluación de imágenes térmicas tomadas con una cámara termográfica.</p> <p>Los <i>equipos mecánicos consumidores de vapor</i> o secaderos son unidades extremadamente variables en forma y componentes, dependiendo de la aplicación específica a que se destine.</p>	<p>Termografía</p> <p>Equipos mecánicos</p>	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Temperatura ▪ Secador al vacío ▪ Pigmentadora rotativa ▪ Plancha 	<p>¿Qué variable se obtendrá mediante el análisis termográfico para la evaluación de los equipos de secado?</p> <p>¿Qué equipos mecánicos están sufriendo pérdidas térmicas?</p>	<p>Bibliográficas</p> <p>Cuaderno de notas</p> <p>Cámara termográfica</p> <p>Bibliográficas</p> <p>Catálogos</p>

Variable dependiente: Pérdidas térmicas.

Tabla 6. Operacionalización de la variable dependiente.

CONCEPTUALIZACIÓN	DIMENSIONES	INDICADORES	ITEMS	TÉCNICAS E INSTRUMENTOS
<p>Las <i>pérdidas térmicas</i> o de calor es un fenómeno físico que proporciona una variación de temperaturas entre un cuerpo y los medios que lo rodean. Éstas pueden darse por la transferencia de calor a través de paredes, ranuras, puentes térmico etc.</p>	<p>Transferencia de calor</p>	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Variación de temperatura 	<p>¿Qué muestra que hay variación de calor en los equipos de secado?</p>	<p>Bibliográficas</p> <p>Catálogos</p> <p>Fichas de observación</p>

3.4. PLAN DE RECOLECCIÓN DE INFORMACIÓN

Tabla 7. Plan de recolección de información.

PREGUNTAS	EXPLICACIÓN
¿Qué evaluar?	Parámetros del sistema: <ul style="list-style-type: none"> ▪ Variación de temperatura ▪ Transferencia de calor ▪ Aprovechamiento energético
¿Sobre qué evaluar?	Equipos mecánicos a vapor <ul style="list-style-type: none"> ▪ Secador al vacío. ▪ Pigmentadora rotativa. ▪ Plancha
¿Sobre qué aspectos?	Zonas de sobrecalentamiento en las unidades. Variación de temperatura en los equipos durante la jornada de trabajo.
¿Quién evalúa?	Milton Fernando Briseño Sánchez e Ing. Luis Eduardo Escobar Luna
¿A quiénes evalúa?	A los equipos mecánicos consumidores de vapor
¿Dónde evalúa?	Área seca de la empresa Tenería Díaz Cía. Ltda.
¿Cómo y con qué?	Mediante imágenes con una cámara termográfica y con un cuaderno de notas.

3.5. PLAN PROCESAMIENTO Y ANÁLISIS

Para el procesamiento y análisis de la información obtenida se regirá en los siguientes procedimientos:

- Revisión de la información recolectada, incluyendo un filtrado de información defectuosa, contradictoria, incompleta, no pertinente, etc.
- Tabulación de datos para una mayor precisión mediante herramientas de office.
- Cálculos y comparaciones mediante valores obtenidos.
- Análisis e interpretación de resultados de acuerdo con los objetivos y la hipótesis planteada.
- Comprobación de hipótesis
- Conclusiones y recomendaciones

CAPÍTULO IV

ANÁLISIS E INTERPRETACIÓN DE RESULTADOS

4.1. RECOLECCIÓN DE DATOS

4.1.1. Datos informativos

Esta investigación se desarrolló en la empresa Tenería Díaz Cía. Ltda., que se encuentra ubicada en la Panamericana Norte Sector El Pisque (Km 7 ½ entrada a Macasto), Cantón Ambato, la cual se dedica a la transformación de piel animal en cuero.

Para su análisis se tomaron los equipos del área seca, los cuales tienen una mayor cantidad de pérdidas caloríficas debido a que operan con vapor. Además, son los de mayor funcionamiento.

4.1.2. Interpretación de la inspección termográfica.

Para la inspección de los equipos se utilizó una cámara termográfica Flir i5, mediante la cual se determinara las temperaturas máximas, mínimas y puntuales a las que se encuentran los elementos de los equipos.

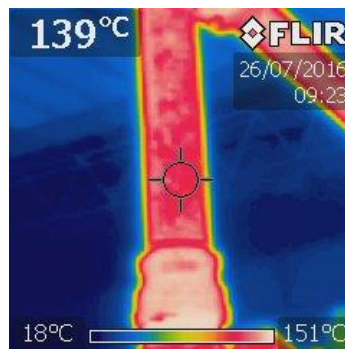


Figura 8. Aspectos de la foto termográfica.

En la Figura 8., se muestra un conducto de vapor con una temperatura puntual de 139°C ubicada en la parte superior izquierda, su temperatura escalar mínima es de 18°C representada por el color azul y su temperatura escalar máxima alcanza 151°C con un color rojiblanco, estas últimas ubicadas en la parte inferior de la ilustración.

4.1.3. Estimación de las pérdidas térmicas en los equipos.

Antes de dar cualquier criterio o efectuar algún cálculo, es necesario establecer algunas consideraciones que nos facilitaran el camino hacia el objetivo. Estas consideraciones permitirán aclarar el panorama para la determinación de las pérdidas de calor en los equipos de secado.

Debido a la complejidad del movimiento y energía del fluido hace que sea difícil obtener ecuaciones analíticas sencillas que rijan estos fenómenos. Por lo tanto, para nuestro estudio utilizaremos correlaciones empíricas que disponemos en la literatura para efectuar los cálculos establecidos.

La convección se considera de tipo natural debido a que los equipos no se encuentran expuestos a corrientes de aire externas. Se tomará configuraciones geométricas conocidas de las áreas de transferencia, debido a la complejidad para determinar exactamente las pérdidas de calor en elementos que no poseen una forma regular. Las temperaturas puntuales tomadas en los elementos se consideran uniformes en toda la superficie. Además, para efectos de cálculo los valores de temperatura serán redondearon a su inmediato superior.

4.1.3.1. Pérdidas de calor en el secador al vacío.

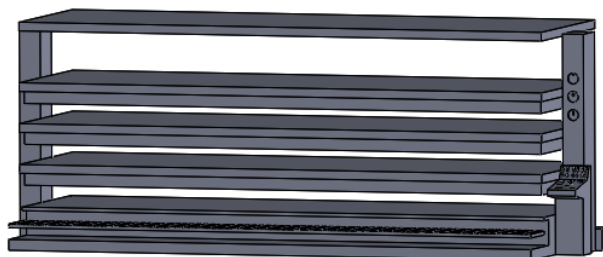

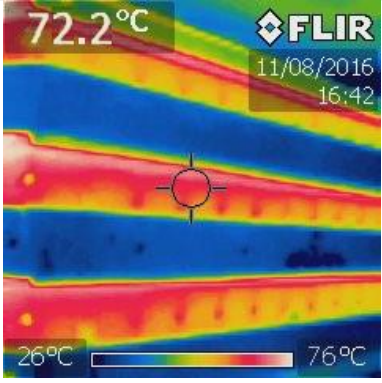

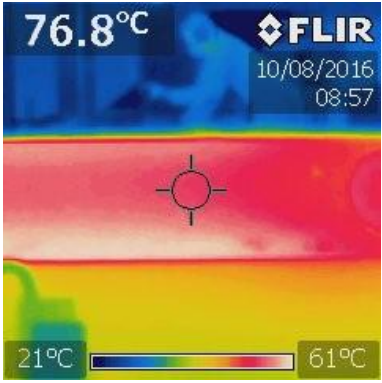

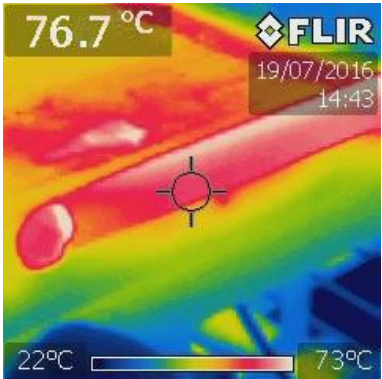
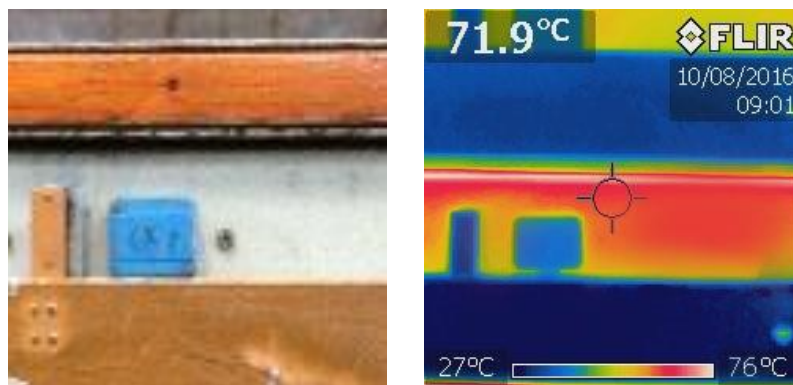


Figura 9. Secador al vacío.

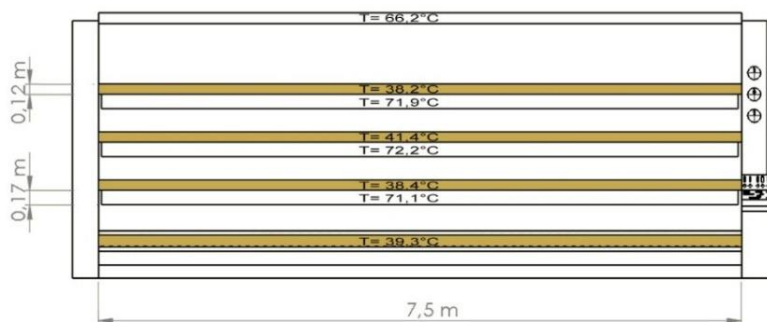
Para el análisis termográfico se realizó una inspección panorámica por todo el equipo, para identificar las partes y elementos que se encuentran calientes. Posteriormente, mediante las imágenes termográficas se obtiene las temperaturas de cada uno de ellos. A continuación se visualiza algunas fotografías y termografías de algunos elementos.

Tabla 8. Fotografía y termografía de algunos elementos del secador al vacío.

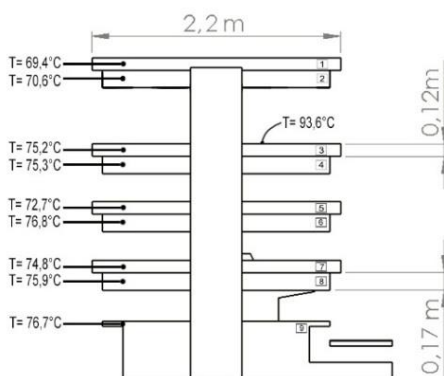
Fotografía	Termografía
	 <p>72.2°C FLIR 11/08/2016 16:42 26°C — 76°C</p>
	 <p>76.8°C FLIR 10/08/2016 08:57 21°C — 61°C</p>
	 <p>76.7°C FLIR 19/07/2016 14:43 22°C — 73°C</p>



Una vez obtenido las imágenes termográficas de todas las partes a considerar, se procede a esquematizar el equipo con sus temperaturas y dimensiones. Debido a la simetría del equipo, se considera las temperaturas aparentes en la superficies frontal y posterior, además, de las superficies laterales. A continuación se presenta el esquema del equipo de manera frontal y lateral.



a)



b)

Figura 10. Dimensiones y temperaturas del equipo: a) Frontal, b) Lateral.

Para determinar las pérdidas de calor del equipo, primeramente se debe conocer las condiciones a las que se encuentran trabajando y la configuración geométrica de sus elementos. A continuación se visualiza una imagen termográfica con la posición de éstos.

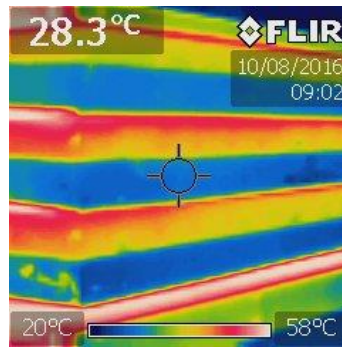


Figura 11. Termografía general del secador al vacío.

4.1.3.1.1. Cálculo de pérdidas por convección en placas verticales.

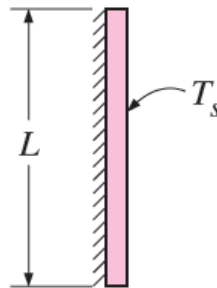


Figura 12. Superficie vertical.

Las propiedades del fluido se deben establecer mediante la temperatura de película (T_f) utilizando la siguiente expresión:

$$T_f = \frac{T_s + T_o}{2} \quad (4)$$

T_s representa la temperatura superficial del objeto y T_o la temperatura ambiente a la que se encuentra. Entonces:

$$T_f = \frac{66 + 25}{2}$$

$$T_f = 45,5 \approx 46^\circ\text{C}$$

A esta temperatura serán tomadas todas las propiedades del fluido (Anexo 16) que en este caso es el aire. Para este proceso, la longitud característica (L_c) es la altura de la placa, por lo tanto $L_c = 0,17$.

Tabla 9. Propiedades del aire y parámetros de trabajo.

Datos	Unidades	Valor
Conductividad térmica (k) (Anexo 16)	W/m°C	0,02706
Viscosidad cinemática (ν) (Anexo 16)	N/s/m ²	1,760E-05
Número de Prandtl (Pr) (Anexo 16)		0,7238
Longitud característica (L_c) (Anexo 15)	m	0,17
Temperatura superficial (T_s)	°C	66
Temperatura ambiente (T_o)	°C	25
Gravedad (g)	m/s ²	9,81

El coeficiente de transferencia de calor por convección (h), se puede obtener de la siguiente ecuación.

$$h = \frac{Nu * k}{L} \quad (5)$$

Donde:

N_u : Número de Nusselt [adimensional].

k : Conductividad térmica del fluido [W/m.°C].

L_c : Longitud característica [m].

Debido a que (h) se encuentra en función de Nusselt (Nu) se debe encontrar primeramente esta variable.

$$Nu = \left\{ 0,825 + \frac{0,387 Ra^{1/6}}{\left[1 + (0,492 / Pr)^{9/16}\right]^{8/27}} \right\}^2 \quad (6)$$

Donde:

Ra: Número de Rayleigh [adimensional].

Pr: Número de Prandtl [adimensional].

El número de Rayleigh es el producto de los números de Grashof y de Prandtl, el cual viene dado por la siguiente expresión:

$$Ra_L = Gr_L * Pr = \frac{g * \beta (T_s - T_o) L_c^3}{\nu^2} Pr \quad (7)$$

Donde:

g: gravedad [m/s²].

β : Coeficiente de expansión volumétrica ($\beta = 1/T_f$) [adimensional].

T_s : Temperatura de la superficie [°C].

T_o : Temperatura ambiente [°C].

L_c : Longitud característica de la configuración geométrica [m].

ν : Viscosidad cinemática del fluido [m²/s].

Entonces:

$$Ra_L = \frac{9,81[m/s] * 1/319[°K] * (66 - 25)[°C] * (0,17)^3 [m^3]}{(1,760 \times 10^{-5})^2 [m^2/s]} * 0,7238$$

$$Ra_L = 1,450 \times 10^7$$

Una vez conocido el número de Rayleigh (Ra) y el número de Prandtl (Pr) ya se puede conocer Nusselt (Nu). Por lo tanto:

$$Nu = \left\{ 0,825 + \frac{0,387 (1,450 \times 10^7)^{1/6}}{\left[1 + (0,492 / 0,7238)^{9/16}\right]^{8/27}} \right\}^2$$

$$Nu = 34,7936$$

Se aplica la Ecuación 5 para conocer el coeficiente de convección (h).

$$h = \frac{34,7936 * 0,02706 [W / m^{\circ}C]}{0,17 [m]}$$

$$h = 5,5387 [W / m^2 \cdot ^{\circ}C]$$

Para determinar las pérdidas de calor por convección se aplica la Ecuación 2.

Su área es: $A = b * l = 7,42 [m] * 0,17 [m] = 1,2614 m^2$ (8)

Por lo tanto:

$$Q_{conv} = hA(T_s - T_o) \quad (2)$$

$$Q_{conv} = 5,5387 [W / m^2 \cdot ^{\circ}C] * 1,2614 [m^2] * (66 - 25) [^{\circ}C]$$

$$Q_{conv} = 286,4487 [W]$$

$$Q_{conv} = 572,8974 W \quad (2 \text{ caras})$$

Debido a la simetría del equipo, se considera los dos lados de las placas con una temperatura aparente, su área es la misma. Por lo tanto Q_{conv} se duplica.

4.1.3.1.2. Cálculo de pérdidas por convección en placas horizontales con la superficie caliente hacia arriba

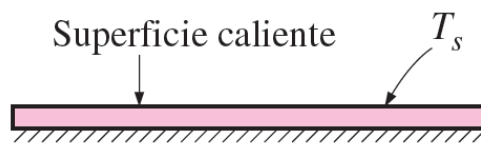


Figura 13. Superficie que transfiere calor.

De igual manera que en el procedimiento para placas verticales, se debe determinar las propiedades del fluido mediante la temperatura de película (T_f) con la Ecuación 4.

$$T_f = \frac{T_s + T_o}{2} \quad (4)$$

Entonces:

$$T_f = \frac{94 + 25}{2}$$

$$T_f = 59,5 \approx 60^\circ\text{C}$$

Las propiedades del fluido (Anexo 16) se toman a esta temperatura.

Tabla 10. Propiedades del aire y parámetros de trabajo.

Datos	Unidades	Valor
Conductividad térmica (k) (Anexo 16)	W/m°C	0,02808
Viscosidad cinemática (v)(Anexo 16)	N/s/m ²	1,896E-05
Número de Prandtl (Pr) (Anexo 16)		0,7202
Longitud característica (Lc) (Anexo 15)	m	0,85
Temperatura superficial (Ts) (Anexo 8)	°C	94
Temperatura ambiente (To)	°C	25
Gravedad (g)	m/s ²	9,81

El coeficiente de calor por convección (h), se obtiene de la Ecuación 5.

$$h = \frac{Nu * k}{L_c} \quad (5)$$

Donde:

Nu: Número de Nusselt [adimensional].

k: Conductividad térmica del fluido [W/m.°C].

Lc: Longitud característica [m].

El valor de Nusselt (Nu) es dependiente del número de Rayleigh por lo que es necesario primeramente encontrar esta variable.

$$Ra_L = Gr_L * Pr = \frac{g * \beta(T_s - T_o) L_c^3}{\nu^2} Pr \quad (7)$$

Donde:

g: gravedad [m/s²].

β : Coeficiente de expansión volumétrica ($\beta = 1/T_f$) [adimensional].

T_s : Temperatura de la superficie [°C].

T_o : Temperatura ambiente [°C].

L_c : Longitud característica de la configuración geométrica [m].

ν : Viscosidad cinemática del fluido [m^2/s].

La longitud característica es:

$$L_c = \frac{As}{p} = \frac{b * h}{2(b+h)} = \frac{7,50[m] * 2,2[m]}{2(7,50+2,2)[m]} = 0,85[m] \quad (9)$$

Si se reemplaza los valores en la ecuación se tiene:

$$Ra_L = \frac{9,81[m/s] * 1/333[°K](94-25)[°C](0,85)^3[m^3]}{(1,896 \times 10^{-5})^2[m^2/s]} * 0,7202$$
$$Ra_L = 2,491 \times 10^9$$

De acuerdo al valor del número de Rayleigh obtenido se puede escoger la correlación para Nusselt (Nu). Este valor del número de Rayleigh ingresa al intervalo de $10^4 \leq Ra_L \leq 10^9$. Por lo tanto, según (Anexo 15). Para este caso:

$$Nu = 0,15 Ra^{1/3} \quad (10)$$

Reemplazando los valores se obtiene que:

$$Nu = 0,15 (2,491 \times 10^9)^{1/3}$$
$$Nu = 203,3358$$

Mediante la Ecuación 5 se puede encontrar el coeficiente por convección (h).

$$h = \frac{203,3358 * 0,02808[W/m^2°C]}{0,85[m]}$$
$$h = 6,7296[W/m^2°C]$$

Las pérdidas de calor por convección vienen dada por la Ecuación 2.

$$\text{Su área es: } A = b \cdot l = 7,50[m] \cdot 2,2[m] = 16,324m^2 \quad (8)$$

Entonces:

$$\begin{aligned} Q_{conv} &= hA(T_s - T_o) \\ Q_{conv} &= 6,7296[W / m^2 \cdot ^\circ C] \cdot 16,324[m^2] \cdot (94 - 25)[^\circ C] \\ Q_{conv} &= 7579,9267 W \end{aligned} \quad (2)$$

En los cálculos venideros de deberá tomar en cuenta el número de lados de las placas que presentan la misma área y temperatura, debido a la simetría del equipo.

4.1.3.1.3. Cálculo de pérdidas por radiación

Las pérdidas por radiación se deben determinar por cada elemento que emita calor, es decir una radiación. Sus condiciones se citan a continuación:

Tabla 11. Parámetros de radiación.

Parámetro	Unidades	Valor
Temperatura ambiente (To)	°C	25
Temperatura superficial (Ts)	°C	94
Emisividad acero inoxidable (ϵ) (Anexo 9)		0,35
Constante de Stefan-Boltzman (σ)	W/m ² K ⁴	5,67E-08

Mediante la siguiente expresión se determina el calor por radiación:

$$\begin{aligned} Q_{rad} &= \epsilon A \sigma (T_s^4 - T_o^4) \\ Q_{rad} &= 0,35 \cdot 16,5[m^2] \cdot 5,67 \times 10^{-8} \cdot ((94 + 273)^4 - (25 + 273)^4)[K^4] \\ Q_{rad} &= 3322,0973[W] \quad (1 \text{ cara}) \end{aligned} \quad (3)$$

De acuerdo al número de caras se toma en cuentas las pérdidas para cada placa, debido a que el equipo es simétrico, sus placas presentan temperaturas aparentes y su área de transferencia es la misma.

Finalmente para obtener el valor total de calor perdido, se suma los valores de calor de convección y radiación. Por lo tanto:

$$Q_{tot} = Q_{conv} + Q_{rad} \quad (11)$$

$$Q_{tot} = 7579,9267 + 3322,0973$$

$$Q_{tot} = 10902,024 \text{ W}$$

Para obtener las pérdidas de las demás partes que emiten calor, se sigue las metodologías anteriores dependiendo de su configuración geométrica, posición y condiciones de trabajo. Sin olvidarse a los intervalos de Rayleigh que se ingresa (Anexo 15) para la utilización de su respectiva correlación (Anexo 17). Sus resultados se presentan en la siguiente tabla.

Nota: Los resultados y condiciones de trabajo para cada elemento se exhibe en el Anexo 18.

Tabla 12. Pérdidas térmicas en el secador al vacío.

Config. Geométrica	Parte	Superficie	Ts (°C)	A (m2)	h (W/m2°C)	ε	Qconv (W)	Qrad (W)	Qtotal (W)
Vertical	Placa 1	Frontales	66	1,261	5,539	0,28	572,897	213,104	786,001
		Laterales	69	0,374	5,641	0,28	185,657	68,810	254,467
	Placa 2	Frontales	38	0,900	4,334	0,89	101,415	133,416	234,831
		Laterales	71	0,264	6,009	0,28	145,941	51,278	197,219
	Placa 3	Frontales	72	1,261	5,734	0,28	679,920	251,558	931,478
		Laterales	75	0,374	5,826	0,28	217,889	80,515	298,404
	Placa 4	Frontales	41	0,900	4,578	0,89	131,851	166,681	298,532
		Laterales	75	0,264	6,134	0,28	161,931	56,834	218,765
	Placa 5	Frontales	72	1,261	5,734	0,28	679,920	251,558	931,478
		Laterales	73	0,374	5,766	0,28	207,040	76,545	283,585
	Placa 6	Frontales	38	0,900	4,334	0,89	101,415	133,416	234,831
		Laterales	77	0,264	6,193	0,28	170,034	59,684	229,718
	Placa 7	Frontales	71	1,261	5,705	0,28	662,047	245,008	907,055
		Laterales	75	0,374	5,826	0,28	217,889	80,515	298,404
	Placa 8	Frontales	38	0,900	4,334	0,89	101,415	133,416	234,831
		Laterales	76	0,264	6,162	0,28	165,930	58,253	224,183
	Placa 9	Frontales	39	1,261	4,166	0,89	147,134	202,382	349,516
		Laterales	77	0,374	5,883	0,28	228,833	84,553	313,385
Horizontal	Superior	94	16,324	6,730	0,35	7579,927	3322,097	10902,024	
TOTAL							12459,082	5669,625	18128,707

Las pérdidas totales de calor en el secador al vacío son de 18,13 kW, las cuales se reparten en 12,46 kW de pérdidas por convección y 5,67 kW por radiación.

4.1.3.2. Pérdidas de calor en la pigmentadora rotativa.

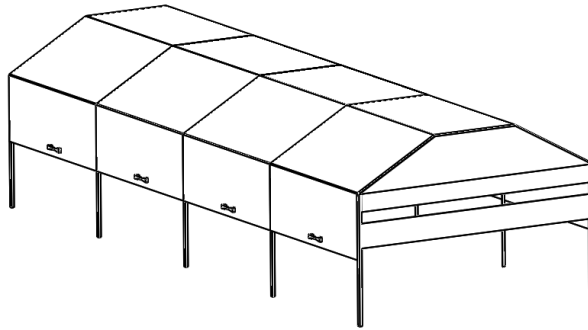
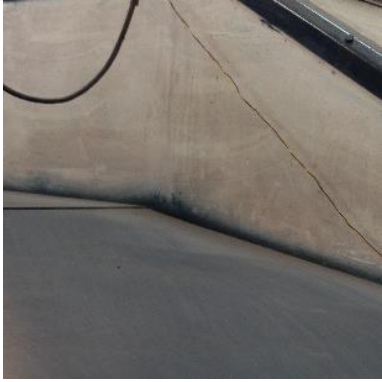
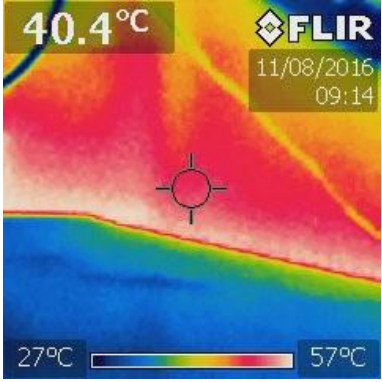

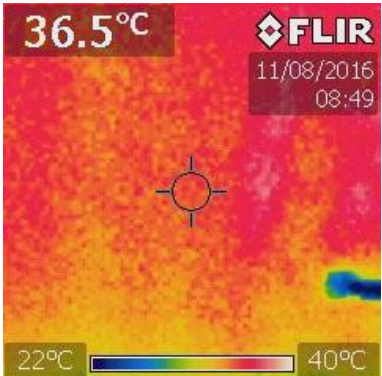
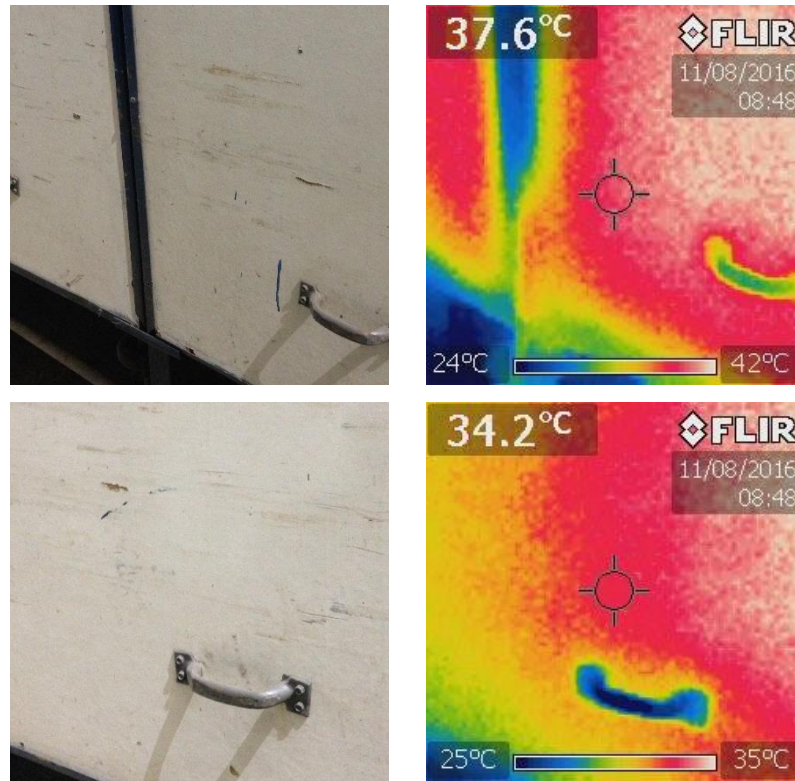


Figura 14. Pigmentadora rotativa - Túnel de secado.

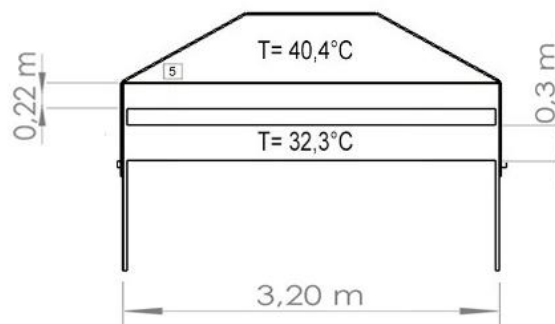
En el análisis termográfico se realizó una vista preliminar por todo el equipo, para identificar las partes y elementos que se encuentran calientes. Posteriormente, mediante las imágenes termográficas se obtuvo las temperaturas de cada uno de ellos. A continuación se presenta algunas imágenes termográficas de los elementos del equipo.

Tabla 13. Fotografía y termografía de la pigmentadora rotativa.

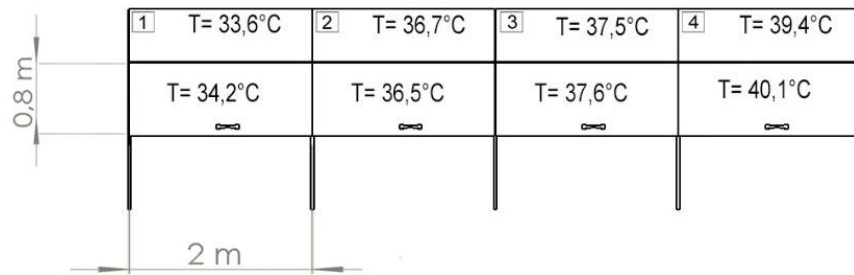
Fotografía	Termografía
	
	



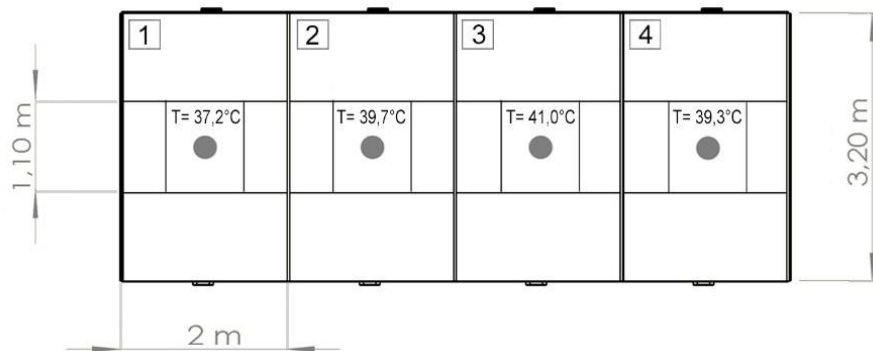
Una vez obtenido las imágenes termográficas de todas las partes a considerar, se procede a esquematizar el equipo con sus temperaturas y dimensiones. Debido a la simetría del equipo, se considera las temperaturas aparentes en la superficies frontal y posterior, además, de las superficies laterales. A continuación se presenta el esquema del equipo.



a)



b)



c)

Figura 15. Dimensiones y temperaturas del equipo: a) Frontal, b) Lateral, c) Superior.

Para determinar las pérdidas de calor del equipo, primeramente debemos conocer las condiciones en las que se encuentra trabajando y la configuración geométrica de sus elementos. A continuación se visualiza una imagen termográfica donde se aprecia la posición de éstos.

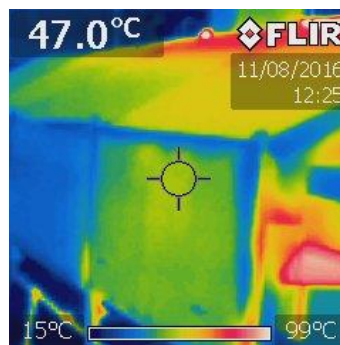


Figura 16. Termografía general de la pigmentadora rotativa.

4.1.3.2.1. Cálculo de pérdidas por convección en placas inclinadas

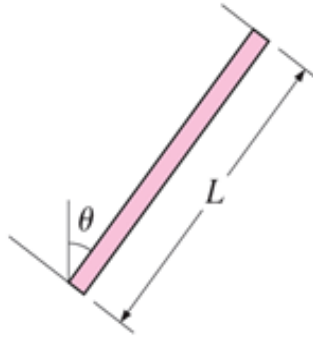


Figura 17. Superficie inclinada.

Al igual que en procesos anteriores las propiedades del fluido determinamos mediante la temperatura de película (T_f). Para efectos de cálculo, se toma el primer tablero inclinado que presenta una temperatura superficial de 34°C .

$$T_f = \frac{T_s + T_o}{2} \quad (4)$$

$$T_f = \frac{34 + 25}{2}$$

$$T_f = 29,5 \approx 30^{\circ}\text{C}$$

Las propiedades del fluido son tomadas del Anexo 16.

Tabla 14. Propiedades del aire y parámetros de trabajo.

Datos	Unidades	Valor
Conductividad térmica (k) (<i>Anexo 16</i>)	W/m°C	0,02588
Viscosidad cinemática (ν) (<i>Anexo 16</i>)	N/s/m ²	1,608E-05
Número de Prandtl (Pr) (<i>Anexo 16</i>)		0,7282
Longitud característica (L_c) (<i>Anexo 15</i>)	m	1,20
Temperatura superficial (T_s)	°C	34
Temperatura ambiente (T_o)	°C	25
Ángulo de inclinación (θ)	°	63
Gravedad (g)	m/s ²	9,81

Antes de obtener el valor de Nusselt (Nu), se debe determinar el número de Rayleigh, el cual viene dado por la siguiente expresión:

$$Ra_L = Gr_L * Pr = \frac{(g * \cos \theta) * \beta(T_s - T_o) L_c^3}{\nu^2} Pr \quad (12)$$

Donde:

θ : Ángulo de inclinación de la placa [°].

Las demás definiciones y unidades de cada variable se citan en la metodología anterior (Apartado 4.1.3.1.1.).

Entonces:

$$Ra_L = \frac{9,81 * \cos(63)[m/s] * 1/303[^\circ K](34 - 25)[^\circ C](1,20)^3[m^3]}{(1,608 \times 10^{-5})^2[m^2/s]} * 0,7282$$

$$Ra_L = 1,40 \times 10^9$$

$$Ra_L * \cos(\theta) = 1,381 \times 10^9$$

El valor de Nusselt (Nu) se puede conocer a partir de la Ecuación 13. Si el ángulo de inclinación $\theta < 88^\circ$ y $10^5 < Ra_L < 10^{11}$ (Anexo 15). Por lo tanto:

$$Nu = 0,56(Ra_L * \cos \theta)^{1/3} \quad (13)$$

$$Nu = 0,56(1,381 \times 10^9)^{1/3}$$

$$Nu = 107,9458$$

El coeficiente de convección (h) es:

$$h = \frac{Nu * k}{L_c} \quad (5)$$

$$h = \frac{107,9458 * 0,02588[W / m^\circ C]}{1,20[m]}$$

$$h = 2,3280[W / m^2 \cdot ^\circ C]$$

Para las pérdidas de calor por convección se aplica la Ecuación 2.

Por lo tanto:

$$\begin{aligned}
 Q_{conv} &= hA(T_s - T_o) & (2) \\
 Q_{conv} &= 2,3280[W / m^2 \text{ } ^\circ\text{C}] * (1,20 * 2,00)[m^2] * (34 - 25)[^\circ\text{C}] \\
 Q_{conv} &= 50,2855 [W] \\
 Q_{conv} &= 100,5710W \quad (2 \text{ caras})
 \end{aligned}$$

Debido a la simetría del equipo, se considera los dos lados de los tableros con una temperatura aparente, su área es la misma. Por lo tanto Q_{conv} se duplica. Para el cálculo de las demás placas ya sean verticales, horizontales o inclinadas se prosigue la metodología descrita para cada posición, sin olvidarnos a las condiciones que se encuentran expuestas, intervalos de Rayleigh que ingresan (Anexo 15) para la utilización de su respectiva correlación (Anexo 17). Sus resultados se describen en la Tabla 16.

4.1.3.2.2. Cálculo de pérdidas por radiación

Las pérdidas por radiación se efectúan a las condiciones citadas a continuación:

Tabla 15. Parámetros de radiación.

Parámetro	Unidades	Valor
Temperatura ambiente (T_o)	$^\circ\text{C}$	25
Temperatura superficial (T_s)	$^\circ\text{C}$	34
Emisividad tablero melamina (ϵ) (Anexo 9)		0,82
Constante de Stefan-Boltzman (σ)	$\text{W}/\text{m}^2 \text{ K}^4$	5,67E-08

Mediante la siguiente expresión se determina el calor por radiación:

$$\begin{aligned}
 Q_{rad} &= \epsilon A \sigma (T_s^4 - T_o^4) & (3) \\
 Q_{rad} &= 0,82 * (2 * 1,20)[m^2] * 5,67 * 10^8 * ((34 + 273)^4 - (25 + 273)^4)[K^4] \\
 Q_{rad} &= 111,2200 [W] \\
 Q_{rad} &= 222,4400 W \quad (2 \text{ caras})
 \end{aligned}$$

Debido a la simetría del equipo, las dos caras de los tableros y sus condiciones son aparentes. Por lo tanto se duplica el valor de Q_{rad} .

Para obtener los valores de los restantes tableros se prosigue los procedimientos descritos anteriormente en cada equipo, dependiendo de su configuración geométrica, posición y condiciones de trabajo. Sin olvidarse a los intervalos de Rayleigh que se ingresa (Anexo 15) para la utilización de su respectiva correlación (Anexo 17). Sus resultados se presentan en la siguiente tabla.

Nota: Los resultados y condiciones de trabajo para cada elemento se exhibe en el Anexo 18.

Tabla 16. Pérdidas térmicas en la pigmentadora rotativa.

Config. Geométrica	Parte	Superficie	T (°C)	A (m ²)	h (W/m ² °C)	ε	Qconv (W)	Qrad (W)	Qtotal (W)
Vertical	Tablero 1	Laterales	34	1,600	3,058	0,82	88,074	148,293	236,368
	Tablero 2		37	1,600	3,331	0,82	127,919	200,714	328,633
	Tablero 3		38	1,600	3,409	0,82	141,823	218,529	360,353
	Tablero 4		39	1,600	3,486	0,82	156,164	236,517	392,682
	Tablero 5	Frontal	36	2,915	3,167	0,82	101,550	166,766	268,315
	Tablero 6	Posterior	35	2,915	3,079	0,82	89,764	150,849	240,612
Horizontal	Tablero 1	Superior	37	0,990	3,991	0,82	47,416	62,096	109,511
	Tablero 2		40	0,990	4,283	0,82	63,597	78,791	142,388
	Tablero 3		41	0,990	4,373	0,82	69,274	84,464	153,738
	Tablero 4		39	0,990	4,192	0,82	58,105	73,173	131,277
	Tablero 1	Inferior	32	3,200	1,362	0,82	61,022	228,379	289,400
	Tablero 2		32	3,200	1,362	0,82	61,022	228,379	289,400
	Tablero 3		32	3,200	1,362	0,82	61,022	228,379	289,400
	Tablero 4		30	3,200	1,253	0,82	40,108	161,499	201,607
Inclinado	Tablero 1	Laterales	34	2,400	2,328	0,82	100,571	222,440	323,011
	Tablero 2		37	2,400	2,498	0,82	143,894	301,071	444,965
	Tablero 3		38	2,400	2,547	0,82	158,947	327,794	486,741
	Tablero 4		39	2,400	2,594	0,82	174,303	354,776	529,079
TOTAL							1744,572	3472,910	5217,482

Las pérdidas totales de calor en la pigmentadora rotativa son de 5,22 kW, las cuales se reparten en 1,74 kW de pérdidas por convección y 3,47 kW por radiación.

4.1.3.3. Pérdidas de calor en la plancha

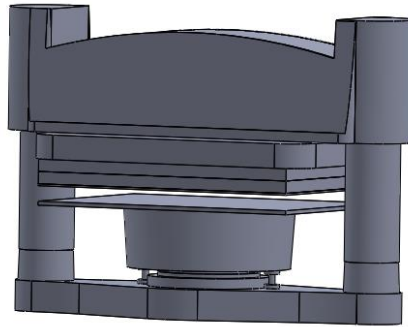

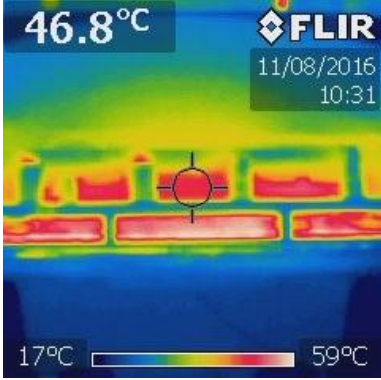

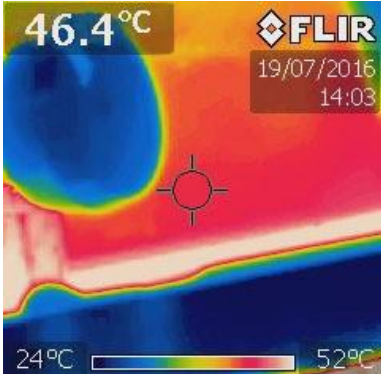
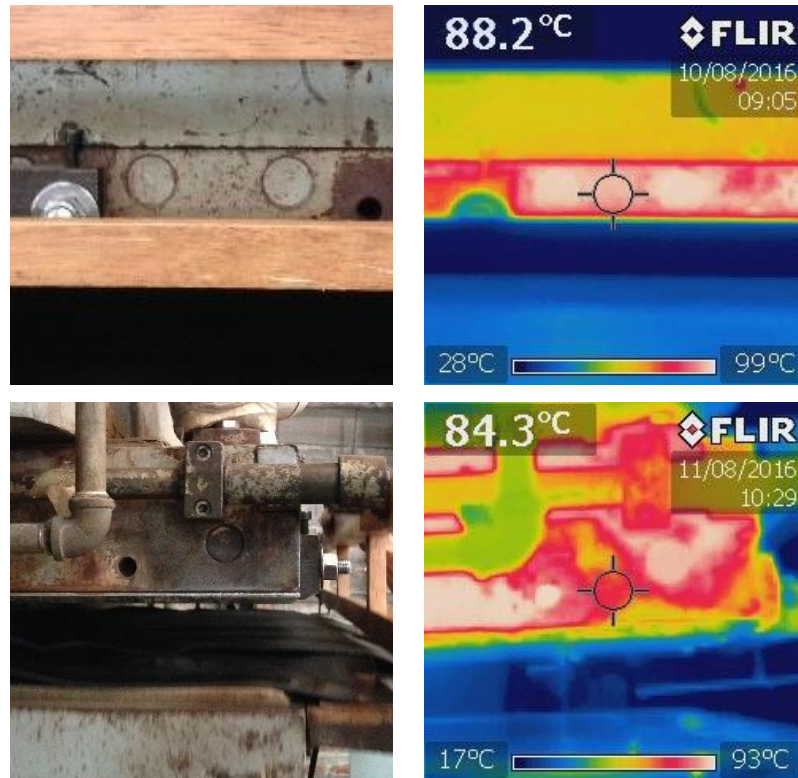


Figura 18. Plancha.

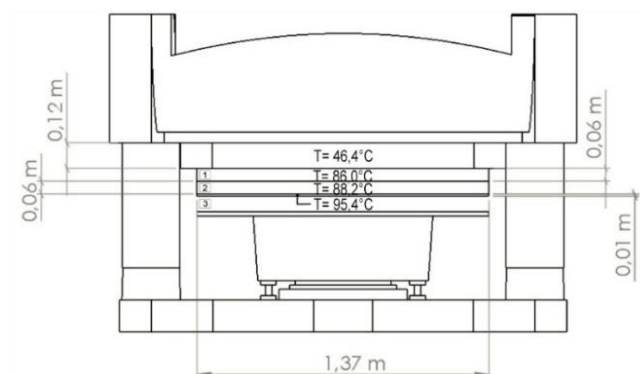
Para el análisis termográfico se realiza una inspección panorámica por todo el equipo, para identificar las partes y elementos que se encuentran calientes. Posteriormente, mediante las imágenes termográficas se obtiene las temperaturas de cada uno de ellos. A continuación se presenta algunas imágenes termográficas de los elementos del equipo.

Tabla 17. Fotografía y termografía de algunos elementos de la plancha.

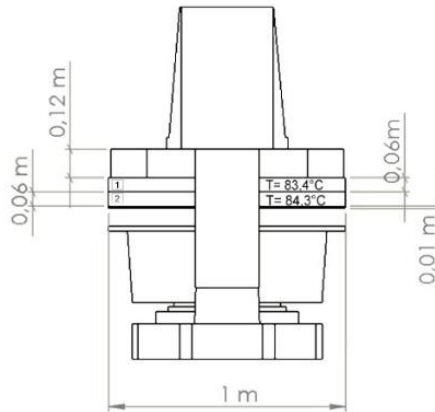
Fotografía	Termografía
	 <p>46.8°C FLIR 11/08/2016 10:31 17°C 59°C</p>
	 <p>46.4°C FLIR 19/07/2016 14:03 24°C 52°C</p>



Una vez obtenidos las imágenes termográficas de todas las partes a considerar, se procede a esquematizar el equipo con sus temperaturas y dimensiones. Debido a la simetría del equipo, se considera las temperaturas aparentes en la superficies frontal y posterior, además, de las superficies laterales. A continuación se presenta el esquema del equipo.



a)



b)

Figura 19. Dimensiones y temperaturas del equipo: a) Frontal, b) Lateral.

Las pérdidas de calor en este equipo son estimadas de acuerdo a las temperaturas que presentan las superficies calientes, sin tomar en cuentas las protecciones que posee, las cuales dificultan la visualización de las pérdidas de calor. A continuación se visualiza una imagen termográfica con la posición de sus elementos.

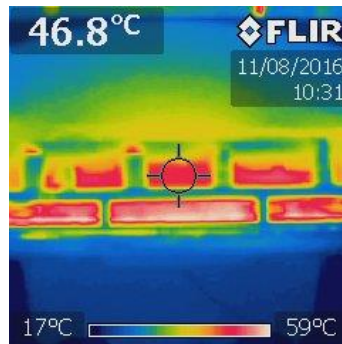


Figura 20. Termografía general de la plancha.

4.1.3.3.1. Cálculo de pérdidas por convección en placas horizontales con la superficie caliente hacia abajo.

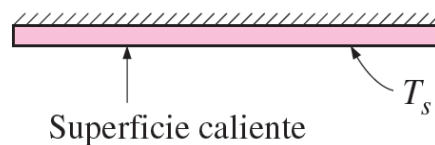


Figura 21. Superficie que transfiere calor.

Las propiedades del fluido se obtienen con la temperatura de película (T_f) mediante la siguiente expresión. De antemano se conoce las temperaturas de superficie y ambiente.

$$T_f = \frac{T_s + T_o}{2} \quad (4)$$

Entonces:

$$T_f = \frac{95 + 25}{2}$$

$$T_f = 60^\circ C$$

Las propiedades del fluido (Anexo 16) son obtenidas a la temperatura T_f .

Tabla 18. Propiedades del aire y parámetros de trabajo.

Datos	Unidades	Valor
Conductividad térmica (k) (Anexo 16)	W/m°C	0,02808
Viscosidad cinemática (v) (Anexo 16)	N/s/m ²	1,896E-05
Número de Prandtl (Pr) (Anexo 16)		0,7202
Longitud característica (Lc) (Anexo 15)	m	0,29
Temperatura superficial (Ts)	°C	95
Temperatura ambiente (To)	°C	25
Gravedad (g)	m/s ²	9,81

El coeficiente de transferencia de calor por convección (h), se obtiene mediante la Ecuación 5.

$$h = \frac{Nu * k}{L_c} \quad (5)$$

Se puede notar que (h) está en dependencia de Nusselt (Nu), y a la vez esta variable está en función del número de Rayleigh. Por lo tanto es necesario encontrar primeramente este valor a partir de la siguiente expresión:

$$Ra_L = Gr_L * Pr = \frac{g * \beta(T_s - T_o) L_c^3}{\nu^2} Pr \quad (7)$$

Nota: todas las designaciones de las variables y unidades anteriores de las ecuaciones se mencionan en el Apartado 4.1.3.1.1

Coefficiente de expansión volumétrica:

$$\beta = \frac{1}{T_f} = \frac{1}{(60 + 273)[^\circ K]} = 3,00 \times 10^{-3} \quad (14)$$

$$\text{Longitud característica: } L_c = \frac{As}{p} = \frac{b * h}{2(b + h)} = \frac{1,37[m] * 1,0[m]}{2(1,37 + 1,0)[m]} = 0,29[m] \quad (9)$$

Si se reemplaza los valores se tiene:

$$Ra_L = \frac{9,81[m/s] * (3,00 \times 10^{-3})[^\circ K](95 - 25)[^\circ C](0,29)^3[m^3]}{(1,655 \times 10^{-5})^2[m^2/s]} * 0,7202$$

$$Ra_L = 9,975 \times 10^7$$

La correlación para Nusselt (Nu) depende del intervalo en que se encuentre el número de Rayleigh (Ra_L). Si este último se encuentra entre $10^4 \leq Ra_L \leq 10^9$ entonces según (Anexo 15) la expresión para (Nu) es la siguiente:

$$Nu = 0,27 Ra^{1/4} \quad (15)$$

Reemplazando sus valores:

$$Nu = 0,27 (9,975 \times 10^7)^{1/4}$$

$$Nu = 26,9833$$

Se aplica la Ecuación 5 para encontrar el coeficiente de convección (h).

$$h = \frac{26,9833 * 0,02808 [W / m^{\circ}C]}{0,29 [m]}$$

$$h = 2,6215 [W / m^2 \text{ } ^{\circ}C]$$

Las pérdidas de calor por convección se da mediante:

$$\begin{aligned} Q_{conv} &= hA(T_s - T_o) \\ Q_{conv} &= 2,6215 [W / m^2 \text{ } ^{\circ}C] * (1,37 * 1) [m^2] * (95 - 25) [^{\circ}C] \\ Q_{conv} &= 251,4020 [W] \end{aligned} \quad (2)$$

Para el cálculo de las demás placas ya sean verticales, horizontales o inclinadas se prosigue la metodología descrita para cada posición, sin olvidarse a las condiciones que se encuentran expuestas, intervalos de Rayleigh que ingresan (Anexo 15) para la utilización de su respectiva correlación (Anexo 17). Sus resultados se describen en la Tabla 20.

4.1.3.3.2. Cálculo de pérdidas por radiación.

Las pérdidas por radiación se efectúan a las condiciones citadas a continuación:

Tabla 19. Parámetros de radiación.

Parámetro	Unidades	Valor
Temperatura ambiente (To)	°C	95
Temperatura superficial (Ts)	°C	45
Emisividad chapa acero inox.(ε) (Anexo 9)		0,35
Constante de Stefan-Boltzman (σ)	W/m ² K ⁴	5,67E-08

Mediante la siguiente expresión se determina el calor por radiación:

$$\begin{aligned} Q_{rad} &= \varepsilon A \sigma (T_s^4 - T_o^4) \\ Q_{rad} &= 0,35 * (1,37 * 1) [m^2] * 5,67 \times 10^8 * ((95 + 273)^4 - (25 + 273)^4) [K^4] \\ Q_{rad} &= 284,2064 [W] \end{aligned} \quad (3)$$

Para obtener las pérdidas de calor de las placas restantes se utiliza la metodología descrita anteriormente para las pérdidas de calor por convección y radiación, dependiendo de su configuración geométrica, posición y condiciones de trabajo. Sin olvidarse a los intervalos de Rayleigh que se ingresa (Anexo 15) para la utilización de su respectiva correlación (Anexo 17). A continuación se presenta los resultados obtenidos.

Nota: Los resultados y condiciones de trabajo para cada elemento se muestra en el Anexo 18.

Tabla 20. Pérdidas térmicas en la plancha.

Config. Geométrica	Parte	Superficie	T (°C)	A (m ²)	h (W/m ² °C)	ε	Qconv (W)	Qrad (W)	Qtotal (W)
Vertical	Carcasa	Frontales	46	0,174	4,915	0,79	35,919	38,489	74,408
	Placa 1	Frontales	86	0,082	7,297	0,79	73,176	64,244	137,421
		Laterales	83	0,060	7,214	0,79	50,206	43,947	94,153
	Placa 2	Frontales	88	0,082	6,803	0,79	70,455	66,993	137,448
		Laterales	84	0,060	7,241	0,79	51,266	44,921	96,187
Horizontal	Placa 3	Base	95	1,370	2,622	0,35	251,402	284,206	535,608
TOTAL							532,425	542,800	1075,226

Las pérdidas totales de calor en la plancha son de 1,08 kW, las cuales se reparten en 0,53 kW de pérdidas por convección y 0,54 kW por radiación.

4.1.4. Estimación de la eficiencia energética en la red de tubería de vapor.

Se pretende estimar las pérdidas de energía en forma de calor asociadas a la falta de aislamientos en las tuberías de vapor. Para determinar el estado de red de vapor debemos realizar una inspección visual y termográfica de la misma.

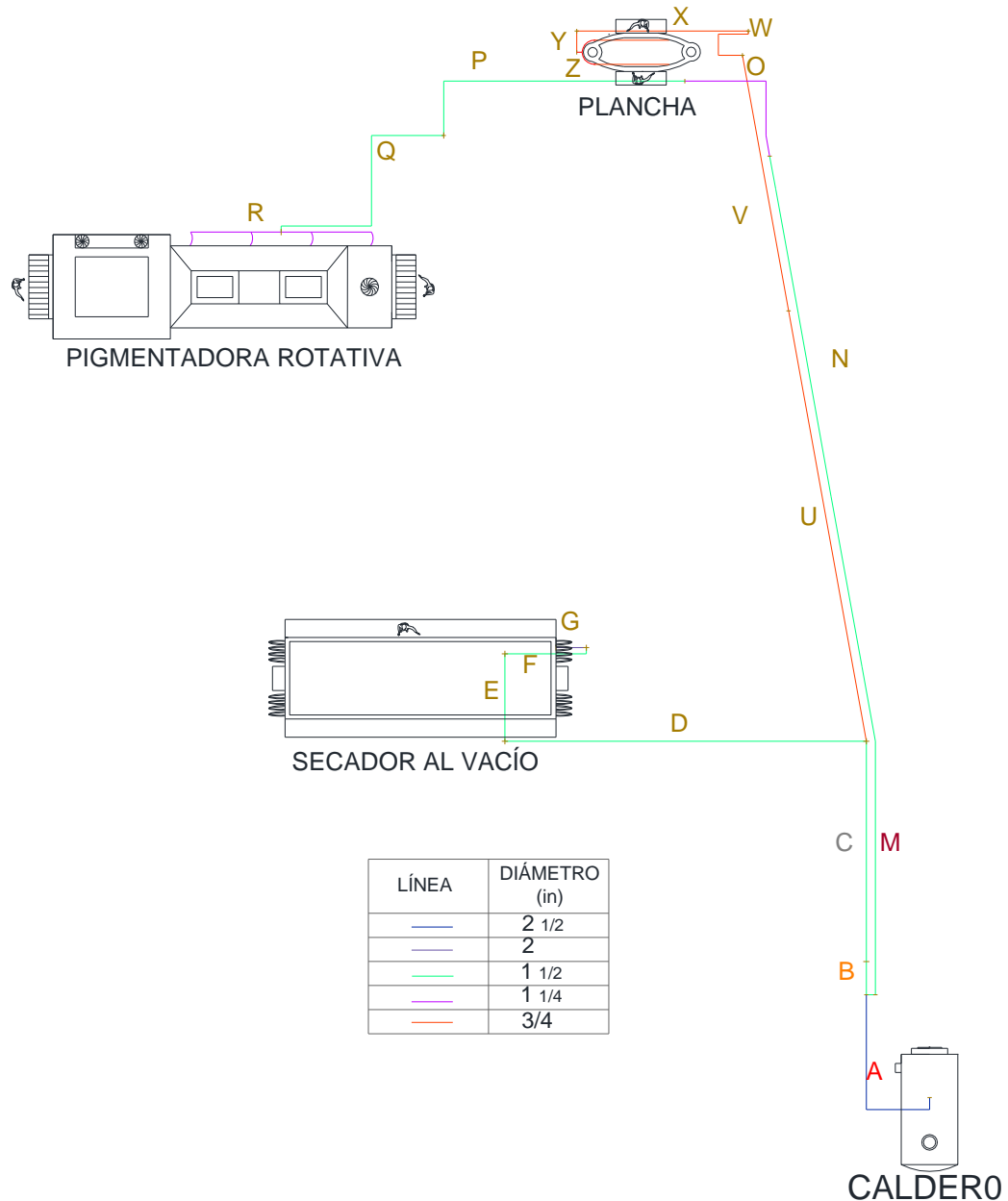


Figura 22. Red de distribución de vapor.

4.1.4.1. Situación Anterior

Para determinar el estado de la red de distribución de vapor primero debemos conocer las condiciones de funcionamiento para posteriormente aplicar las medidas de mejora. A continuación se muestra una imagen termográfica tomada durante los trabajos de campo donde se observa mediante la escala de colores las temperaturas que alcanzan la superficie exterior de la tubería.

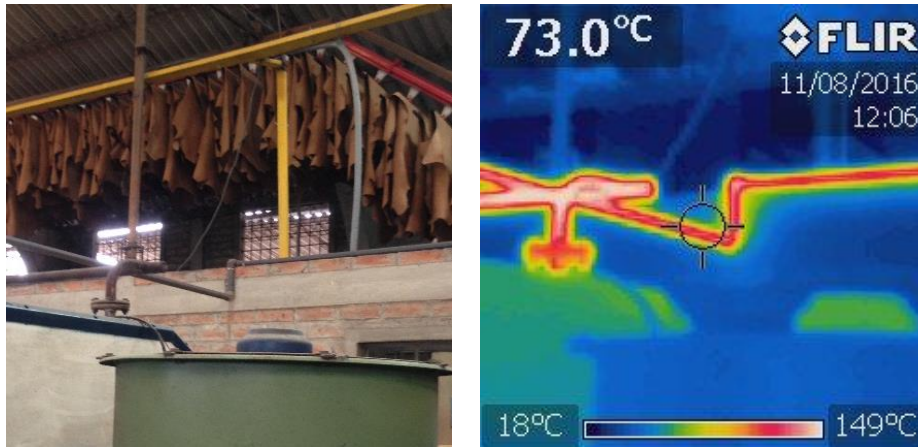


Figura 23. Fotografía y termografía de la red de distribución de vapor.

Una vez realizado el análisis termográfico, se evalúan los tramos lineales de tubería sin aislamiento. En la Tabla 21 se muestra las secciones y longitud de las mismas.

Tabla 21. Longitud de tubería sin aislamiento en función de su diámetro.

Tramo	Diámetro (plg)	Diámetro Ext (m)	Longitud (m)
A	2 1/2	0,0730	6,30
G	2	0,0603	1
B-M-N-P-Q	1 1/2	0,0483	44,80
O-R	1 1/4	0,0422	11,20
W-Y	3/4	0,0267	3,20

4.1.4.1.1. Evaluación de las pérdidas de calor por convección y radiación

Las pérdidas de calor se han evaluado a la temperatura que presenta las tuberías a la presión de trabajo (75 psi) generada por el caldero. Debido a que se tiene tramos de tubería con diámetros iguales pero a diferentes longitudes, se evaluará su temperatura por cada sección, para obtener mayor exactitud en los valores. Para el primer cálculo se toma el tramo Y de tubería con diámetro de $\frac{3}{4}$ " que presenta una temperatura superficial de $148,6^{\circ}\text{C}$, la temperatura ambiente es de 25°C , valores que fueron medidos con anterioridad mediante la cámara termografía y un pirómetro respectivamente.

Para conocer el calor por convección perdido se debe primeramente obtener el coeficiente de transferencia de calor por convección (h_{conv}), el cual depende de factores como la temperatura. Para encontrar su valor se utiliza la siguiente expresión (Ecuación 16).

$$h_{conv} = 1,32 \left[\frac{(T_s - T_o)}{D} \right]^{1/4} \quad (16)$$

Donde:

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

T_o : Temperatura ambiente [$^{\circ}\text{C}$].

D : Diámetro externo de la tubería [m].

Reemplazando sus valores se tiene:

$$h_{conv} = 1,32 \left[\frac{(148,6 - 25)}{0,0267} \right]^{1/4}$$
$$h_{conv} = 10,888 [\text{W/m}^2 \text{ } ^{\circ}\text{C}]$$

De la misma manera se realizara para los distintos diámetros. A continuación se presenta los resultados para cada uno.

Tabla 22. Coeficiente de convección.

TRAMOS	D (m)	Ts (°C)	h (W/m ² °C)
A	0,0730	171,0	8,827
B	0,0483	162,0	9,633
G	0,0603	155,0	8,995
M	0,0483	155,0	9,508
N	0,0483	154,0	9,489
O	0,0422	152,0	9,777
P	0,0483	148,0	9,377
Q	0,0483	146,0	9,339
R	0,0422	138,0	9,495
W	0,0267	151,6	10,954
Y	0,0267	148,6	10,888

Una vez conocido el coeficiente de transferencia de calor por convección se procede a la determinación de las pérdidas tanto por convección como por radiación.

Para determinar la pérdida de calor por convección se aplica la Ecuación 2.

$$Q_{conv} = hA(T_s - T_o) \quad (2)$$

Donde:

h : Coeficiente de transferencia de calor por convección [W/m²°C].

A : Área superficial del cuerpo en contacto [m²].

$$Q_{conv} = 11,332 \text{ [W/m}^2\text{°C]} * 0,0587 \text{ [m}^2\text{]} * (148,6 - 25) \text{ °C}$$

$$Q_{conv} = 79,0184 \text{ W}$$

Las condiciones para el calor por radiación se citan a continuación:

Tabla 23. Parámetros de radiación.

Parámetro	Unidades	Valor
Temperatura ambiente (To)	°C	25
Emisividad chapa de acero (ϵ) (Anexo 9)		0,79
Constante de Stefan-Boltzman (σ)	W/m ² K ⁴	5,67E-08

Las pérdidas por radiación se pueden obtener mediante la Ecuación 3.

$$Q_{rad} = \varepsilon \sigma A (T_s^4 - T_o^4) \quad (3)$$

Donde:

ε : Emisividad del tubo radiante [].

σ : Constante de Stefan-Boltzman [$W/m^2 K^4$].

A : Área superficial del tubo [m^2].

Reemplazando los valores se obtiene que:

$$Q_{rad} = 0,79 * 5,67E - 08 * 0,0587[m^2]((148,6+273)^4 - (25 + 273)^4)^\circ C$$

$$Q_{rad} = 62,3532 W$$

Una vez conocido las pérdidas por convección y por radiación, se debe sumar para conocer la totalidad de pérdidas.

$$Q_{total} = Q_{conv} + Q_{rad} \quad (11)$$

$$Q_{total} = 141.3716W$$

Los resultados para los otros diámetros se especifican en la Tabla 24.

Tabla 24. Pérdidas de calor por convección y radiación.

SISTEMA DE DISTRIBUCIÓN DE VAPOR							
SITUACIÓN ANTERIOR							
TRAMOS	DIÁMETRO (m)	LONGITUD (m)	ÁREA * (m2)	TEMP. SUPERFICIE (°C)	CALOR CONVECCIÓN (W)	CALOR RADIACIÓN (W)	CALOR TOTAL (W)
A	0,0730	6,30	1,4448	171,0	1862,0767	2004,7264	3866,8031
B	0,0483	1,10	0,1669	162,0	220,2813	208,7442	429,0255
G	0,0603	1,00	0,1894	155,0	221,5088	217,8247	439,3335
M	0,0483	8,40	1,2746	155,0	1575,4065	1465,6024	3041,0088
N	0,0483	19,70	2,9893	154,0	3659,2115	3395,3416	7054,5531
O	0,0422	5,20	0,6894	152,0	855,9850	763,9451	1619,9301
P	0,0483	9,80	1,4870	148,0	1715,1086	1567,1925	3282,3010
Q	0,0483	5,80	0,8801	146,0	994,4750	904,1565	1898,6315
R	0,0422	6,00	0,7955	138,0	853,5077	735,7071	1589,2148
W	0,0267	2,50	0,2097	151,6	290,7966	231,2273	522,0240
Y	0,0267	0,70	0,0587	148,6	79,0184	62,3532	141,3716
							23884,1971

* Para el cálculo del área se utilizó la expresión $\pi \cdot D \cdot L$

Una vez efectuado los cálculos pertinentes en cada sección de tubería de la red de vapor. La Tabla 25 presenta el resume de pérdidas totales de calor por convección y radiación.

Tabla 25. Reparto de las pérdidas de calor en la situación anterior.

Parámetro	Unidades	Resultado
Pérdidas por convección	kW	12,3274
Pérdidas por radiación	kW	11,5568
Pérdidas totales	kW	23,8842

El calor total de pérdidas en la red de tuberías de vapor es de 23,88 kW lo que comprende a tuberías que se encuentran sin su correspondiente aislamiento.

Para implementar las medidas de mejora es necesario revestir la red de tuberías de vapor con un recubrimiento térmico que permita reducir las pérdidas de calor. A continuación se determina un tipo de aislante térmico y su espesor.

4.1.4.2. Cálculo del espesor del aislante térmico para la red de distribución de vapor

Para reducir la transferencia de calor al ambiente es necesario aislar térmicamente sus conductos de vapor, retardando el flujo de calor hacia el exterior y por lo tanto generando ahorro en su producción.

Los valores de diámetros nominales que presenta la tubería de vapor se muestra en la Tabla 26.

Tabla 26. Diámetros del sistema de tubería.

SISTEMA DE TUBERÍA					
Tramos	W-Y	O-R	B-M-N-P-Q	G	A
Diámetro nominal (plg)	$\frac{3}{4}$ "	$1\frac{1}{4}$ "	$1\frac{1}{2}$ "	2"	$2\frac{1}{2}$ "

Entre los materiales más conocidos para aislar los sistemas de vapor tenemos: lana de vidrio, asbesto, silicato de calcio, uretano. La lana de vidrio (cañuelas) es comúnmente la más usada por su facilidad de instalación, se lo emplea para bajas y medianas presiones y posee una moderada conductividad térmica. El espesor recomendado de la fibra de vidrio según la Corporación Owens Corning se especificada en el Anexo 3. Debido a que las condiciones a las que están expuesta las tuberías de vapor, no son exactamente las mismas de los especialistas que recomiendan el espesor del aislante, por lo tanto se procede a la comprobación del mismo, para lo cual primeramente se determina el coeficiente de convección y radiación en la tubería y el medio.

4.1.4.2.1. Cálculos de coeficientes de convección

4.1.4.2.1.1. Coeficiente de convección entre el vapor y la superficie interna de la tubería

Para determinar esta variable primeramente se debe conocer las propiedades del fluido en la tubería. Para lo cual se considera la temperatura de saturación del vapor a 170 °C, a la cual se obtendrá las características del mismo.

Tabla 27. Variables de funcionamiento de la tubería y del vapor a 170 °C.

Datos	Unidades	Valor
Diámetro nominal (Dn) (Anexo 4)	plg	3/4
Diámetro externo de la tubería (D) (Anexo 4)	m	0,0267
Diámetro interno de la tubería (d) (Anexo 4)	m	0,0238
Área externa de la tubería (Ae) (Anexo 5)	m ²	0,0006
Área interna de la tubería (Ai) (Anexo 5)	m ²	0,0004
Velocidad media (Vm) (Anexo 5)	m/s	40
Conductividad térmica (k) (Anexo 7)	W/m°C	0,033
Calor específico (Cp) (Anexo 8)	J/kg°C	2459,75
Viscosidad dinámica (μ) (Anexo 8)	N/s/m ²	1,47E-05
Volumen específico (v) (Anexo 8)	m ³ /kg	0,2428
Densidad (ρ) (Anexo 8)	kg/m ³	4,1181
Temperatura (T) (Anexo 8)	°C	170

El coeficiente de convección depende de las características del fluido, entre ellas, la temperatura, presión, etc. Otro parámetro a tomar en cuenta es la velocidad del vapor y su estado, para lo cual se tomará un valor medio (Anexo 6) para efectos y simplicidad de cálculos. Por lo tanto, para conocer el coeficiente de convección de fluido con la tubería se aplica la Ecuación 17.

$$h_{conv} = \frac{Nu * k_{fluido}}{d} \quad (17)$$

Donde:

h_{conv} : Coeficiente de convección [W/m².°C].

Nu : Número de Nusselt [adimensional].

k_{fluido} : Conductividad térmica del vapor [W/m.°C].

d : Diámetro interno de la tubería [m].

Se conoce que el número de Nusselt (Nu) está en función del número de Reynolds (Re) y el Número de Prandtl (Pr), por lo que se necesita determinar primeramente estas variables.

$$Nu = 0,023 * Re^{0,8} * Pr^{0,4} \quad (18)$$

Para conocer el número de Reynolds se aplica la Ecuación 19.

$$Re = \frac{\rho * d * V_m}{\mu} \quad (19)$$

$$Re = \frac{4,1181[kg / m^3] * 0,0238[m] * 40[m / s]}{0,0000147[kg / ms]}$$

$$Re = 2,67E05 \quad \text{Flujo turbulento}$$

Mediante la Ecuación 20 se calcula el número de Prandtl.

$$Pr = \frac{\mu * Cp}{k} \quad (20)$$

$$\text{Pr} = \frac{0,0000147 [\text{Kg} / \text{m} \cdot \text{s}] * 2459,75 [\text{J}/\text{Kg} \cdot ^\circ\text{C}]}{0,033 [\text{W} / \text{m} \cdot ^\circ\text{C}]}$$

$$\text{Pr} = 1,0957$$

Una vez obtenido el número de Reynolds y el número de Prandtl, se calcula el número de Nusselt.

$$Nu = 0,023 * \text{Re}^{0,8} * \text{Pr}^{0,4} \quad (18)$$

$$Nu = 0,023 * (2,67 \times 10^5)^{0,8} * (1,0957)^{0,4}$$

$$Nu = 522,8477$$

Con todas las variables ya conocidas, se procede a determinar el coeficiente de convección dentro de la tubería.

$$h_{conv} = \frac{Nu * k_{fluido}}{d} \quad (17)$$

$$h_{conv} = \frac{522,8477 * 0,033 [\text{W} / \text{m} \cdot ^\circ\text{C}]}{0,0238 \text{ m}}$$

$$h_{conv} = 724,9570 [\text{W}/\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}]$$

4.1.4.2.1.2. Coeficiente de convección entre la tubería y el exterior

Según recomendaciones de catálogos, la temperatura de la superficie de la tubería no debe superar los 40 °C, parámetro que nos ayuda para la determinación del coeficiente de convección del medio ambiente. La temperatura ambiente se conoció midiendo mediante un pirómetro en varios puntos cercanos a los conductos de vapor, siendo ésta de 25 °C.

Tabla 28. Parámetros para la determinación del coeficiente de convección.

Datos	Unidad	Valor
Diámetro externo de la tubería (D) (<i>Anexo 4</i>)	m	0,0267
Temperatura ambiente (To)	°C	25
Temperatura externa de la tubería (Ts=T2)	°C	40
Constante de Stefan-Boltzman (σ)	W/m ² K ⁴	5,67E-08
Emisividad chapa de acero (ε) (<i>Anexo 9</i>)		0,79
Conductividad térmica del acero (k) (<i>Anexo 10</i>)	W/m.°C	42

Para el cálculo del coeficiente de convección se utiliza la Ecuación 16.

$$h_{conv} = 1,32 \left[\frac{(T_s - T_o)}{D} \right]^{1/4} \quad (16)$$

Donde:

Ts: Temperatura de la superficie externa de la tubería [°C].

To: Temperatura ambiente [°C].

D: Diámetro externo de la tubería [m].

Entonces:

$$h_{conv} = 1,32 \left[\frac{(40 - 25)}{0,0267} \right]^{1/4}$$
$$h_{conv} = 6,4264 \text{ [W/m}^2 \cdot \text{°C]}$$

Para el coeficiente de radiación se utiliza la siguiente expresión:

$$h_{rad} = \frac{\varepsilon * \sigma * (T_s^4 - T_o^4)}{(T_s - T_o)} \quad (21)$$

Donde:

ε: Emisividad del tubo radiante [].

σ: Constante de Stefan-Boltzman [W/m² °K⁴].

Las temperaturas deben estar en grados kelvin [°K].

Reemplazando los valores en la Ecuación 21 se tiene:

$$h_{rad} = \frac{0,79 * 5,67 \times 10^{-8} \text{ [W / m}^2 \cdot \text{°K}^4] * [(40 + 273)^4 - (25 + 273)^4 \text{ °K}^4]}{(40 - 25) \text{ °C}}$$
$$h_{rad} = 5,1117 \text{ [W / m}^2 \cdot \text{°C]}$$

Para obtener el coeficiente de convección con el medio, se suma los coeficientes de convección y radiación. Entonces:

$$h_{conv.amb} = h_{conv} + h_{rad} \quad (22)$$

$$h_{conv.amb} = 6,4264 + 5,1117$$

$$h_{conv.amb} = 11,5381 [W/m^2 \cdot ^\circ C]$$

Con las variables obtenidas anteriormente se procede a determinar el espesor del aislante técnico para las tuberías de conducción de vapor. El material escogido para aislar los conductos de vapor por sus múltiples características es la lana de vidrio que viene disponible en cañuelas (Anexo 12). La configuración de ésta se visualiza en la Figura 25.

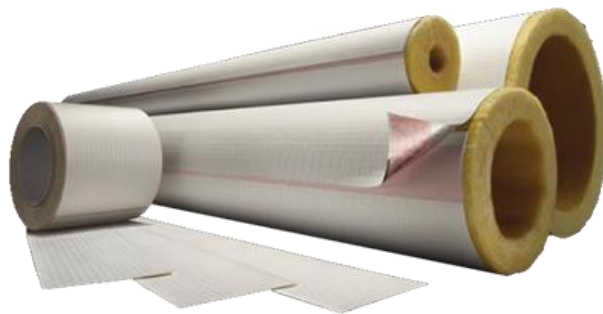


Figura 24. Cañuela de lana de vidrio [21].

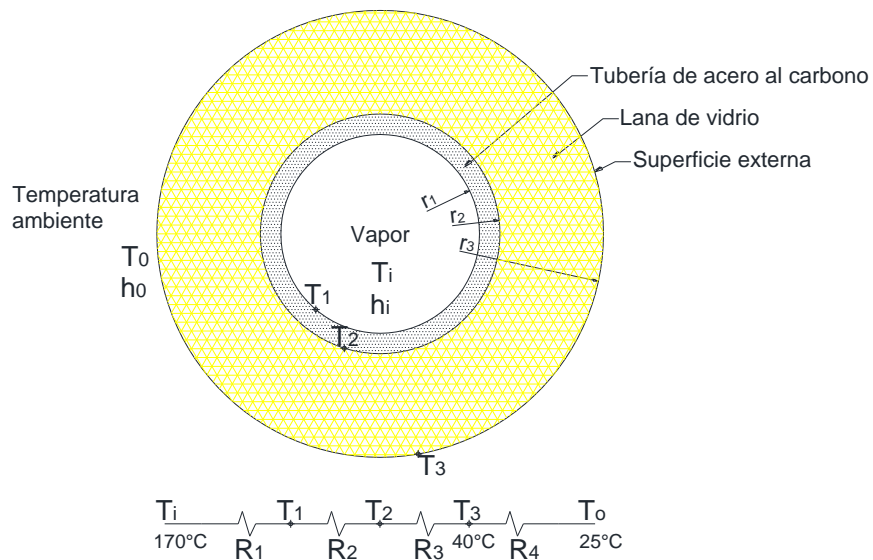


Figura 25. Disposición de la lana de vidrio sobre la tubería de vapor.

Para la determinación del espesor del aislante térmico se debe conocer las condiciones de operación en la tubería. Éstas se muestran en la Tabla 29.

Tabla 29. Parámetros de operación en el conducto de vapor.

Datos	Unidad	Valor
Diámetro externo de la tubería (D) (Anexo 4)	m	0,0267
Diámetro interno de la tubería (d) (Anexo 4)	m	0,0238
Radio externo (r2) (Anexo 5)	m	0,0365
Radio interno (r1) (Anexo 5)	m	0,0339
Espesor propuesto de aislamiento (ep) (Anexo 3)	m	0,0254
Radio de aislamiento (r3p) (Anexo 5)	m	0,0388
Área de convección externa (Ao) (Anexo 5)	m ²	0,2435
Área de convección interna (Ai) (Anexo 5)	m ²	0,0748
Longitud (L) *	m	1
Conductividad térmica del acero (k ac) (Anexo 10)	W/m °C	42
Conductividad térmica del aislante (k aisl) (Anexo 11)	W/m °C	0,044
Coefficiente de convección del ambiente (ho)	W/m ² °C	11,5381
Coefficiente de convección del vapor (hi)	W/m ² °C	724,9570
Temperatura de vapor (Ti)	°C	170
Temperatura de la superficie externa (T3)	°C	40
Temperatura del ambiente (To)	°C	25

* Para simplificar los cálculos la razón de transferencia de calor se efectúa por unidad de longitud.

Para la determinación de las resistencias térmicas se aplica las siguientes expresiones:

$$R_1 = R_{conv,1} = \frac{1}{h_i A_i} \quad (23)$$

$$R_1 = \frac{1}{905,4566 [\text{W/m}^2 \cdot \text{°C}] * 0,0748 \text{ m}^2}$$

$$R_1 = 0,0148 [\text{°C/W}]$$

$$R_2 = R_{tubo} = \frac{\ln(r_2 / r_1)}{2 * \pi * k_{acero} * L} \quad (24)$$

$$R_2 = \frac{\ln(0,0134 / 0,0119)}{2 * \pi * 42 [W/m. °C] * 1m}$$

$$R_2 = 0,0004 [°C/W]$$

$$R_4 = R_{conv,2} = \frac{1}{h_0 A_0} \quad (25)$$

$$R_4 = \frac{1}{11,5381 [W/m^2. °C] * 0,2435 m^2}$$

$$R_4 = 0,3560 [°C/W]$$

$$R_3 = R_{aislamiento} = \frac{\ln(r_3 / r_2)}{2 * \pi * k_{aislante} * L} \quad (26)$$

Para conocer la resistencia 3, se debe determinar primeramente el calor a través de la tubería, considerando que éste es constante en todos los puntos. Para ello se aplica la siguiente ecuación.

$$Q = \frac{(T_i - T_o)}{R_1 + R_2 + R_3 + R_4} = \frac{(T_3 - T_o)}{R_4} \quad (27)$$

$$Q = \frac{(40 - 25)°C}{0,3560 [°C / W]}$$

$$Q = 42,1384 W$$

Posteriormente se despeja la resistencia 3 de la Ecuación 27 para obtener su valor. Entonces:

$$R_3 = \frac{(T_i - T_o) - Q(R_1 + R_2 + R_4)}{Q} \quad (28)$$

$$R_3 = \frac{(170 - 25)°C - 42,1384 W (0,0148 + 0,0004 + 0,3560)°C}{42,1384 W}$$

$$R_3 = 3,0662 [°C / W]$$

Una vez calculado la resistencia 3, se aplica la siguiente expresión para encontrar el radio del aislante térmico (r_3) que proviene de la Ecuación 26.

$$r_3 = r_2 * e^{R_3(2 * \pi * K_{ais} * L)} \quad (29)$$

$$r_3 = 0,0134m * e^{3,0662m(2 * \pi * 0,044[W / m^{\circ}C] * 1m)}$$

$$r_3 = 0,0312 \text{ m}$$

Debido a que se propuso un espesor (ep) de 1 pulgada (0,0254 m) para un radio de aislamiento (r_{3p}) de 0,0388 m y mediante cálculo se obtuvo un r_3 de 0,0312 m, por lo tanto, se debe recalcular los valores haciendo un promedio de estos dos últimos hasta alcanzar mediante n iteraciones que estos sean lo más cercano entre ellos. Se utiliza la misma metodología para el recálculo. Entonces:

$$\bar{r}_3 = \frac{r_{3p} + r_3}{2} \quad (30)$$

$$\bar{r}_3 = \frac{0,0388 + 0,0312}{2}$$

$$\bar{r}_3 = 0,0350 \text{ m}$$

A partir de la segunda iteración el nuevo valor promedio (\bar{r}_3) se determina entre el valor (r_3) anterior y (r_a) último.

Tabla 30. Iteraciones del espesor del aislamiento.

Recálculo de valores							
# It	r_3 (m)	\bar{r}_3 (m)	Ao ($^{\circ}C/W$)	R_4 ($^{\circ}C/W$)	Q (W)	R_3 ($^{\circ}C/W$)	r_a (m)
1	0,0312	0,0350	0,2196	0,3946	38,0126	3,4010	0,0342
2	0,0342	0,0346	0,2172	0,3990	37,5930	3,4392	0,0345

Recordemos que R_1 y R_2 no cambia.

Una vez que el valor promedio propuesto (\bar{r}_3) sea igual o similar al radio nuevo obtenido (r_a) entonces concluirá las iteraciones y ese será el radio del aislamiento, luego se procederá a encontrar el espesor del aislante mediante la Ecuación 31.

$$e_{\text{aislante}} = r_a - r_2 \quad (31)$$

$$e_{\text{aislante}} = 0,0345 \text{ m} - 0,0134 \text{ m}$$

$$e_{\text{aislante}} = 0,0211 \text{ m}$$

$$e_{\text{aislante}} = 21,10 \text{ mm}$$

$$e_{\text{aislante}} = 0,83 \text{ pulg}$$

Para este diámetro de tubería de ¾ pulgada se obtuvo un espesor de aislante de 0,83 pulgadas, y si comparamos con recomendaciones de un empresa especializada (Anexo 3) nos sugiere un espesor de 1 pulgada. Por lo tanto, calculado y verificado el espesor de la lana de vidrio se determinó el uso de una cañuela de una pulgada, la cual cumple con todos los requerimientos.

Para especificar el espesor del aislante térmico de los demás diámetros de tubería se prosigue el mismo procedimiento anterior, pero tomando en cuenta las condiciones de trabajo en cada sección (Anexo 13). A continuación se presenta sus valores.

Tabla 31. Espesor de aislante térmico.

AISLANTE DE LANA DE VIDRIO EN TUBERIAS DE VAPOR					
Tramo de tubería	Diámetro (plg)	Temperatura °F (°C)	Espesor recomendado (plg)	Espesor calculado (plg)	Espesor requerido (plg)
A	2 1/2	383 (195)	2	1,54	2
G	2	350 (177)	1,5	1,10	1,5
B-M-N-P-Q	1 1/2	356 (177)	1,5	1,06	1,5
O-R	1 1/4	356 (177)	1,5	1,01	1,5

Una vez especificado el espesor de las cañuelas de lana de vidrio se procede a su colocación y a su posterior evaluación.

4.1.4.3. Situación Actual

Colocadas las cañuelas de lana de vidrio en las tuberías de vapor, se evalúa nuevamente la temperatura superficial exterior. Para confirmar que los valores obtenidos son correctos, se procede a realiza una comparación con datos del fabricante del aislamiento.

4.1.4.3.1. Comparación de temperaturas superficiales

Es necesario establecer una comparación entre las temperaturas tomadas y las que dictan el catálogo del fabricante (Anexo 3) para reafirmar que el procedimiento efectuado es el correcto. Además, que los rangos de temperatura no sean tan diferentes.

Tabla 32. Comparación de temperaturas superficiales con aislamiento.

TEMPERATURAS SUPERFICIALES DE TUBERIAS CON AISLAMIENTOS DE LANA DE VIDRIO				
Tramos	Diámetro (plg)	Temperatura (°C)		Variación Temp. (°C)
		Catalogo *	Medido	
A	2 ½	39,2	44,6	5,4
B	1 ½	36,8	42,1	5,3
G	2	37,1	39,1	2
M	1 ½	36,8	42,6	5,8
N	1 ½	36,8	41,9	5,1
O	1 ¼	38,7	41,8	3,1
P	1 ½	36,8	40,6	3,8
Q	1 ½	36,8	39,7	2,9
R	1 ¼	38,7	39,1	0,4
W	¾	42,2	40,3	-1,9
Y	¾	42,2	40,0	-2,2

* Anexo 3

Se observa (Tabla 32) que las variaciones de temperaturas no son significativas en la mayoría de tramos de tubería. Por lo tanto, se puede concluir que fue correcta la determinación del espesor del aislante.

4.1.4.3.2. Evaluación de las pérdidas por convección y radiación

Los nuevos coeficientes de calor por convección se obtienen de forma similar (Situación Anterior), siguiendo la metodología del Apartado 4.1.4.1.1. Sus valores para cada diámetro se presentan a continuación:

Tabla 33. Coeficiente de convección.

TRAMOS	D (m)	T _s (°C)	h (W/m ² °C)
A	0,0730	44,6	5,343
B	0,0483	42,1	5,726
G	0,0603	39,1	5,162
M	0,0483	42,6	5,767
N	0,0483	41,9	5,709
O	0,0422	41,8	5,896
P	0,0483	40,6	5,596
Q	0,0483	39,7	5,513
R	0,0422	39,1	5,644
W	0,0267	40,3	6,458
Y	0,0267	38,2	6,426

Las pérdidas de calor por convección y radiación se evalúan siguiendo la misma metodología (Situación Anterior), considerando únicamente el nuevo valor de emisividad de 0,04 del recubrimiento de Al. Sus resultados se presenta a continuación:

Tabla 34. Pérdidas de calor por convección y radiación.

SISTEMA DE DISTRIBUCION DE VAPOR							
SITUACIÓN ACTUAL							
TRAMOS	DIÁMETRO (m)	LONGITUD (m)	ÁREA * (m ²)	TEMP. SUPERFICIE (°C)	CALOR CONVECCIÓN (W)	CALOR RADIACIÓN (W)	CALOR TOTAL (W)
A	0,0730	6,30	1,4448	44,6	151,3131	7,4993	158,8124
B	0,0483	1,10	0,1669	42,1	16,3426	0,7465	17,0891
G	0,0603	1,00	0,1894	39,1	13,7875	0,6882	14,4757
M	0,0483	8,40	1,2746	42,6	129,3762	5,8819	135,2580
N	0,0483	19,70	2,9893	41,9	288,4090	13,1996	301,6086
O	0,0422	5,20	0,6894	41,8	68,2886	3,0246	71,3132
P	0,0483	9,80	1,4870	40,6	129,8123	6,0221	135,8344
Q	0,0483	5,80	0,8801	39,7	71,3278	3,3434	74,6712
R	0,0422	6,00	0,7955	39,1	63,2970	2,8899	66,1869
W	0,0267	2,50	0,2097	40,3	20,7210	0,8317	21,5527
Y	0,0267	0,70	0,0587	40,0	5,6600	0,2280	5,8880
							1002,6903

* Para el cálculo del área se utilizó la expresión $\pi \cdot D \cdot L$

Una vez efectuado los cálculos pertinentes en cada sección de tubería de la red de vapor. La Tabla 35 presenta el resume de pérdidas totales de calor por convección y radiación.

Tabla 35. Reparto de las pérdidas de calor en la situación actual.

Parámetro	Unidades	Resultado
Pérdidas por convección	kW	0,9583
Pérdidas por radiación	kW	0,0444
Pérdidas totales	kW	1,0027

El calor total de pérdidas en la red de tuberías de vapor es de 1,00 kW, correspondiente a pérdidas de calor a través del aislamiento de las tuberías.

A continuación se presenta el balance de energía entre la situación anterior y la actual.

Tabla 36. Balance de energía de pérdidas por convección y radiación.

BALANCE DE ENERGÍA EN LA RED DE DISTRIBUCIÓN DE VAPOR				
PARÁMETRO	PÉRDIDAS (kW)		BALANCE DE ENERGÍA (kW)	% DE REDUCCIÓN DE ENERGÍA
	S. ANTERIOR	S. ACTUAL		
Pérdidas por convección	12,3274	0,9583	11,3690	92,2 %
Pérdidas por radiación	11,5568	0,0444	11,5125	99,6 %
Pérdidas totales	23,8842	1,0027	22,8815	95,8 %

Se puede observar en la Tabla 36 que se redujo un 92,2 % de las pérdidas por convección, un 99,6 % de las pérdidas por radiación y un aproximado de 96 % de pérdidas combinadas con respecto a la situación anterior. Es evidente la reducción de pérdidas de calor hacia el medio al aislar térmicamente las tuberías de vapor.

4.1.4.4. Eficiencia energética en la red de distribución de vapor

Para determinar la eficiencia de la red de distribución de vapor se debe conocer la cantidad de energía que entra y que sale del sistema. El consumo de energía del secador al vacío, pigmentadora rotativa y plancha se ha obtenido del Anexo 19, 20, 21., respectivamente para cada uno. Se considera que la energía que sale es la que necesita los equipos para su normal funcionamiento, siendo ésta 311,707 kW. El balance de energía en la red de vapor se muestra a continuación:

Tabla 37. Balance de energía en la red de vapor.

Situación	Calor de Salida (Kw)	Pérdidas Totales (Kw)	Pérdidas por Convección (Kw)	Pérdidas por Radiación (Kw)
Anterior	311,707	23,884	12,327	11,557
Actual	311,707	1,003	0,958	0,044

Conocido la energía de entrada, salida y pérdidas se procede a determinar la eficiencia (energía útil) mediante la siguiente expresión:

$$\varepsilon = \frac{Qa}{Qs} * 100\% \quad (32)$$

Donde:

ε : Eficiencia [adimensional].

Qa : Calor aprovechado o de salida [kW].

Qs : Calor suministrado o de entrada [kW].

Siendo: $Qs = Qa + \text{Pérdidas}$

En la siguiente tabla se presenta la eficiencia de la red de tuberías de vapor, las pérdidas energéticas, en porcentajes respecto de la energía transportada en la red. Se ha tenido en cuenta únicamente los tramos de tubería sin aislamiento.

Tabla 38. Reparto de energía en la red de vapor.

Situación	Eficiencia	Pérdidas por convección	Pérdidas por radiación
Anterior	92,9%	3,95%	3,71%
Actual	99,7%	0,31%	0,01%

En la Tabla 38 se puede apreciar que al aislar parte de la red de tuberías de vapor se elevó la eficiencia del 92,9% al 99,7. Esto implica que se redujo las pérdidas de calor por radiación y convección.

4.1.4.5. Evaluación Económica

Una vez determinado el balance de energía de la situación anterior y actual, se procede a determinar el consumo de combustible (diésel) en cada una, debido al aislamiento de las tuberías. Para lo cual se aplica la Ecuación 33.

$$\beta = \frac{Q_{\text{útil}}}{PCI * \eta} \quad (33)$$

Donde:

β : Consumo de combustible en el generador de vapor [kg/h].

$Q_{\text{útil}}$: Calor útil [kW].

PCI : Poder calorífico inferior [kW.h/kg].

η : Rendimiento bruto del generador [adimensional].

Los valores de $Q_{\text{útil}}$ se ha obtenido del total de pérdidas (Tabla 36) y PCI del Anexo

14. Entonces:

$$\beta = \frac{23,8842 \text{ kW}}{12 [\text{kWh} / \text{kg}] * 0,7}$$
$$\beta = 2,843 \text{ kg} / \text{h}$$

Convirtiendo este valor mediante la densidad (Anexo 14) se tiene que el consumo de combustible era de 0,898 gal/h en la situación anterior.

Para evaluar el ahorro económico es necesario conocer o estimar el tiempo de funcionamiento de la red de transporte, el cual mediante información de la empresa asciende a 2520 horas anuales. Entonces:

$$\beta = 0,898[\text{gal} / \text{h}] * 2520[\text{h} / \text{año}]$$

$$\beta = 2262,476 \text{ gal} / \text{año}$$

Si se hace referencia con el coste del galón de diésel en 0,94 \$/gal gracias a la compra que realiza la empresa mediante cuantía doméstica. Sus resultados se presentan de esta manera. *Nota:* Para la situación actual se realiza el mismo procedimiento.

Tabla 39. Ahorro económico anual.

Coste pérdidas (\$/año)		Ahorro económico	
Situación anterior	Situación actual	\$/año	%
2126,73	89,28	2037,44	95,8

El ahorro económico anual de aislar la red de distribución de vapor se estima en 2037,44 \$/año lo que representa el 95,8 % del coste total de pérdidas caloríficas en la red de vapor.

4.1.5. Inspección termográfica de los equipos consumidores de vapor.

Durante su funcionamiento, los equipos generan calor lo cual permite identificar mediante una imagen térmica las anomalías que presentan sus elementos o componentes. Se considerara anomalía si las temperaturas superen la de su normal esfuerzo de trabajo.

La imágenes termográficas serán tomadas donde se presente las más elevadas temperaturas, las cuales implica pérdidas de calor. A continuación se presentan los equipos que serán analizados.

a) Secador al vacío



Figura 26. Secador al vacío.

En el secador al vacío se evaluó los elementos o partes que presentan una temperatura anormal con respecto a partes similares. Además, que son de fácil acceso para su respectiva corrección de forma ligera, entre estos elementos están las tuberías de entrada de vapor y aislamientos defectuosos. A continuación se presenta las imágenes fotográficas y termográficas de sus partes, éstas últimas tomadas en tres oportunidades durante la jornada de trabajo.

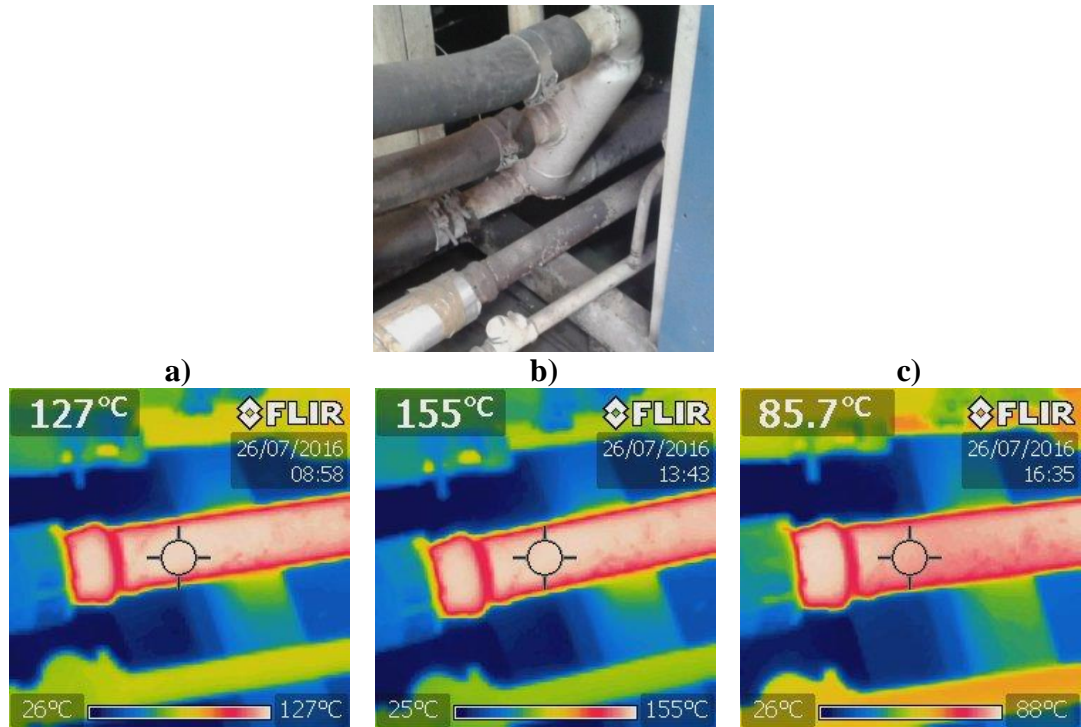


Figura 27. Imagen fotográfica y termográfica del conducto de vapor sin aislamiento: a) Mañana, b) Medio día, c) Tarde.

Análisis: Se puede observar que el conducto de entrada de vapor al secador al vacío presenta una temperatura de 127 °C en la jornada de la mañana, al medio día alcanza una temperatura de 155 °C y en la tarde baja a 85.7 °C. Posee una variación de temperaturas durante la jornada debido a que se trabaja con diferentes cueros mismos que requieren emplear distintas temperaturas. Pero al encontrarse sin una protección térmica, se pierde una gran cantidad de calor al ambiente.



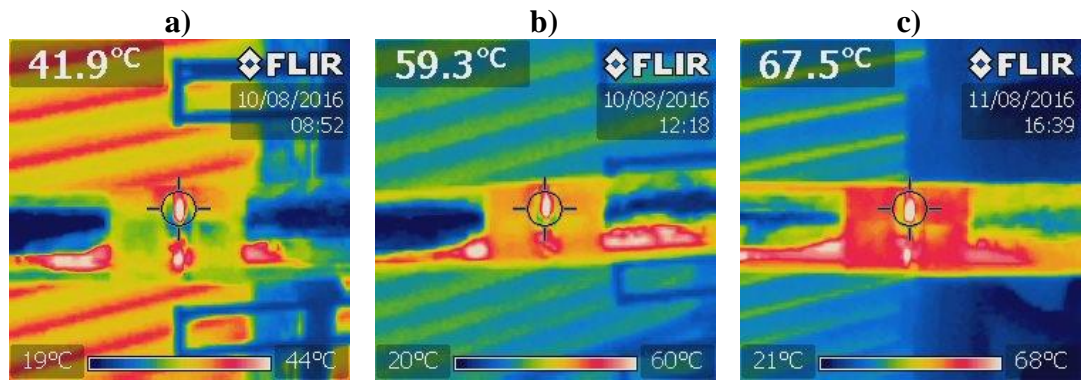


Figura 28. Imagen fotográfica y termográfica del aislamiento defectuoso del conducto de vapor: a) Mañana, b) Medio día, c) Tarde.

Análisis: Se puede observar que el conducto aislado presenta una deficiencia y posee temperaturas de hasta 67.5 °C durante la jornada de trabajo, lo que implica que tengamos un desaprovechamiento del calor y por lo tanto una baja en la temperatura del vapor a la entrada del equipo.

b) Pigmentadora rotativa

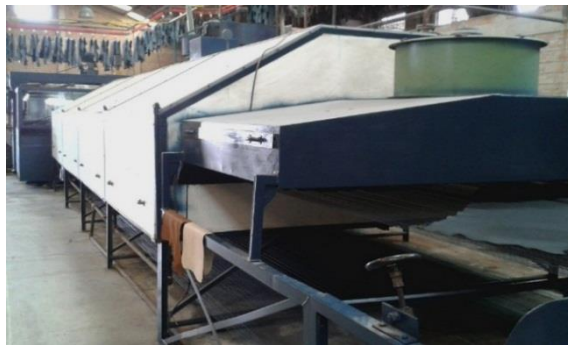


Figura 29. Túnel de secado de la pigmentadora rotativa.

En el túnel de secado de la pigmentadora rotativa se evaluó mediante la cámara termográfica los elementos principales y más propicios que permiten pérdidas caloríficas, tales como las paredes y tuberías de entrada de vapor al equipo. A continuación se presenta las imágenes termográficas tomadas en tres instancias durante la jornada de trabajo.

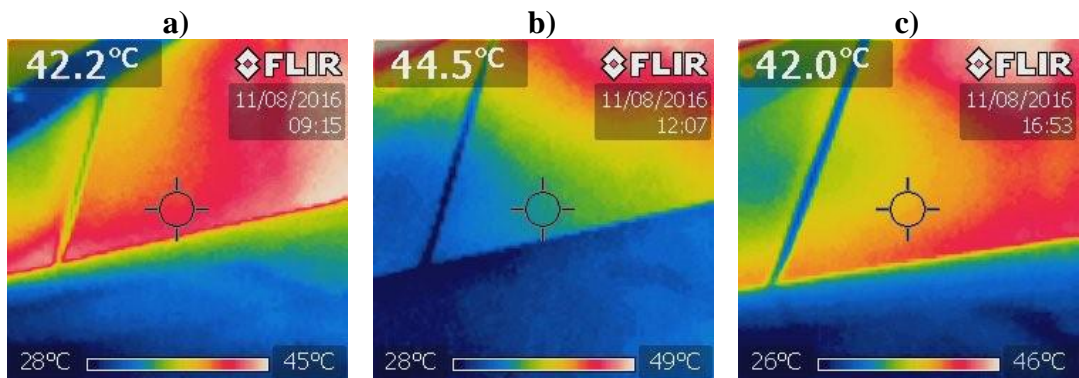
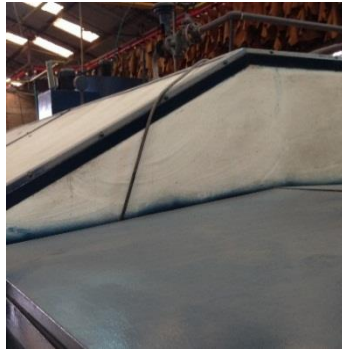


Figura 30. Imagen fotográfica y termográfica de la pared del túnel de secado: a) Mañana, b) Medio día, c) Tarde.

Análisis: Se puede observar en la Figura 30 que la pared frontal del túnel de secado de la pigmentadora rotativa presenta una temperatura en la mañana de 42.2 °C, al medio día una temperatura de 44.5 °C y al final de la jornada posee una temperatura de 42.0 °C. Esto implica pérdidas de calor pero en pequeñas cantidades. Además, se identifica que hay una variación de temperatura durante el día, esto se debe a que se trabaja con diferentes tipos de cueros, lo que requiere diferentes temperaturas para su secado.



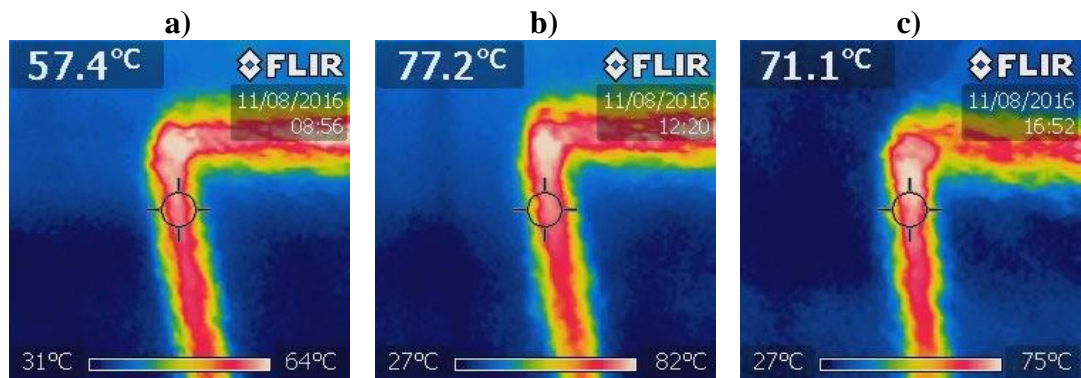


Figura 31. Imagen fotográfica y termográfica de la mancha de calor en la pared izquierda inclinada del túnel de secado: a) Mañana, b) Medio día, c) Tarde.

Análisis: Se observa que la pared inclinada del túnel de secado muestra una deficiencia interna en los conductos de transporte de vapor, presentando una mancha donde alcanza temperaturas de hasta 77,2 °C, lo que implica pérdidas de calor y por lo tanto baja eficiencia en el secado del cuero.

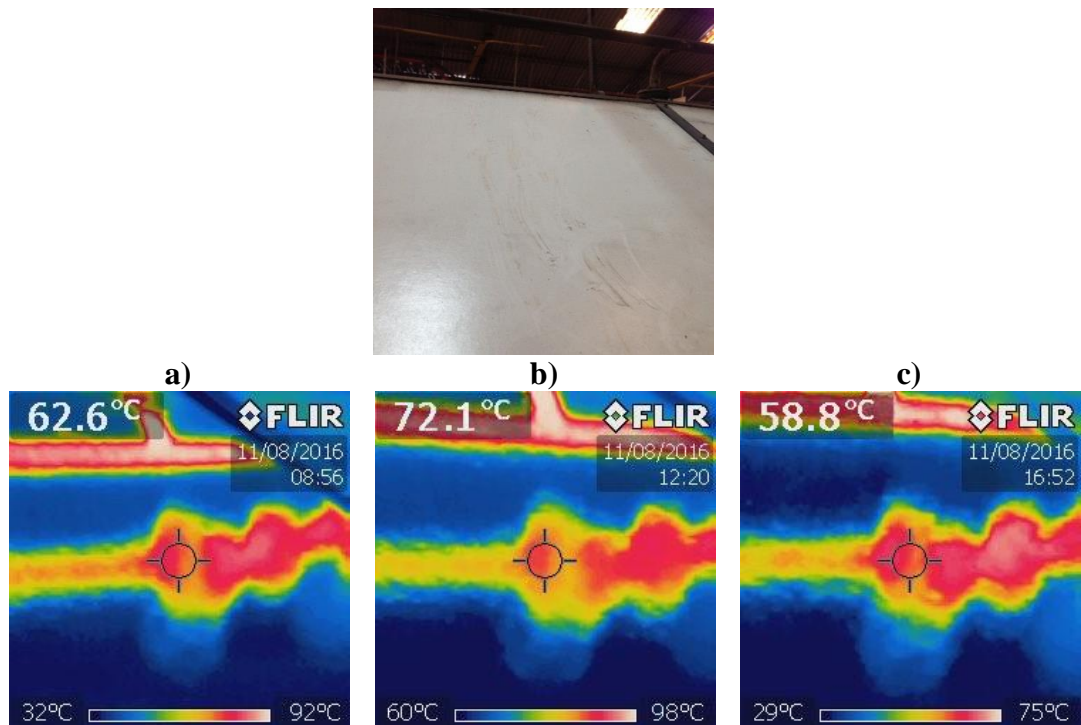


Figura 32. Imagen fotográfica y termográfica de la mancha de calor en la pared izquierda inclinada del túnel de secado: a) Mañana, b) Medio día, c) Tarde.

Análisis: En la Figura 32 se observa las manchas de calor en la pared del túnel de secado de la pigmentadora rotativa que alcanzar temperaturas de hasta 72.1 °C, lo que es un atípico de la pared y que representa una pérdida de calor y por lo tanto un deficiente secado del cuero.

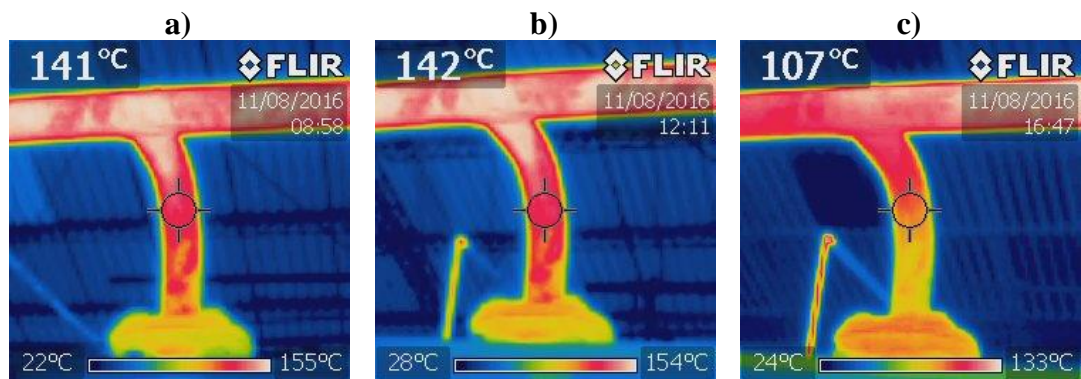


Figura 33. Imagen fotográfica y termográfica del conducto de vapor sin aislamiento térmico: a) Mañana, b) Medio día, c) Tarde.

Análisis: En la Figura 33 se observa que el conducto de entrada de vapor al túnel de secado de la pigmentadora rotativa se encuentra sin una protección aislante por lo que presenta temperaturas de hasta 142 °C, lo que implica una pérdida de energía calorífica que se desprende al ambiente.

c) Plancha



Figura 34. Plancha.

En la plancha de secado de cuero se evaluó elementos como conductos de entrada de vapor al equipo y aislamientos defectuosos, tales que contribuyen a las pérdidas de calor. Además, son los segmentos que se pueden corregir o mitigar de forma inmediata. A continuación se muestra las imágenes fotográficas y termográficas tomadas en tres instancias durante jornada de trabajo.

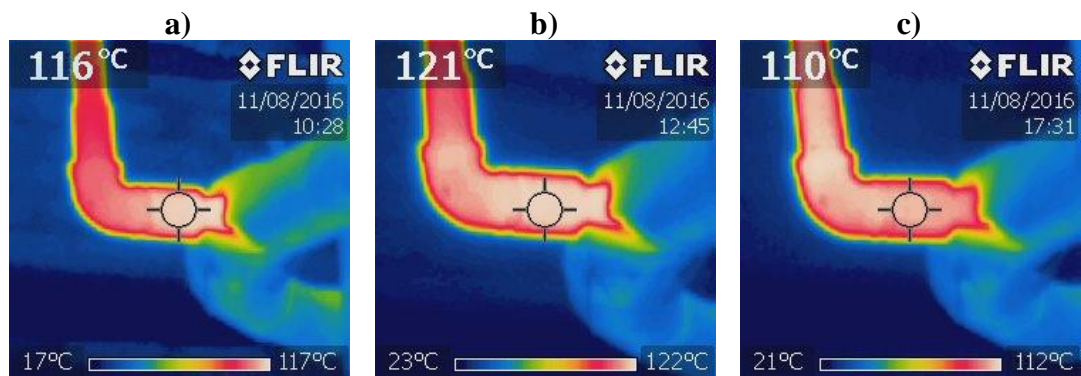


Figura 35. Imagen fotográfica y termográfica del conducto de entrada de vapor: a) Mañana, b) Medio día, c) Tarde.

Análisis: Se puede observar que el conducto de entrada de vapor presenta una temperatura elevada, teniendo 116 °C en la mañana, 121 °C al medio día y en la tarde alcanza una temperatura de 110 °C. Esto nos confirma que durante el día tenemos energía calorífica que no es aprovechada ya que se libera al ambiente.

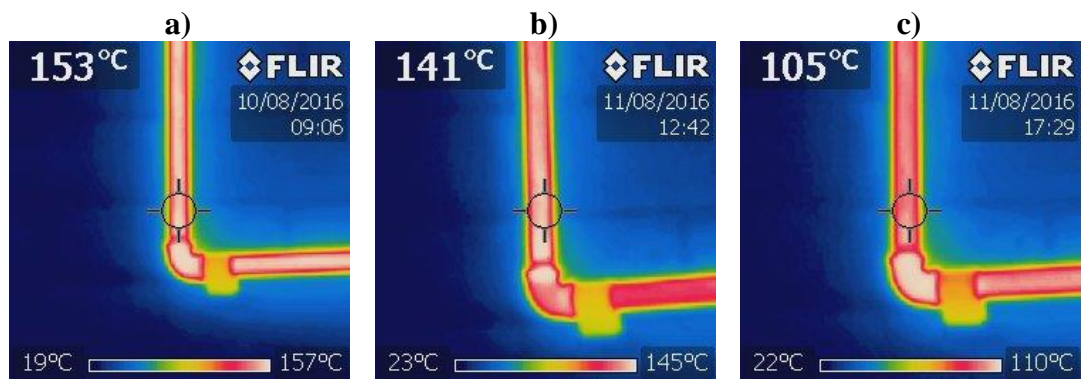
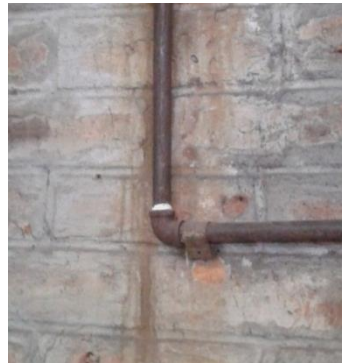


Figura 36. Imagen fotográfica y termográfica del conducto de vapor: a) Mañana, b) Medio día, c) Tarde.

Análisis: En la Figura 36 se puede identificar las zonas calientes que presenta los conductos de vapor a la entrada de la plancha, siendo estas considerables durante toda la jornada debida a su elevada temperatura, esto conlleva un bajo aprovechamiento de energía calorífica del vapor.

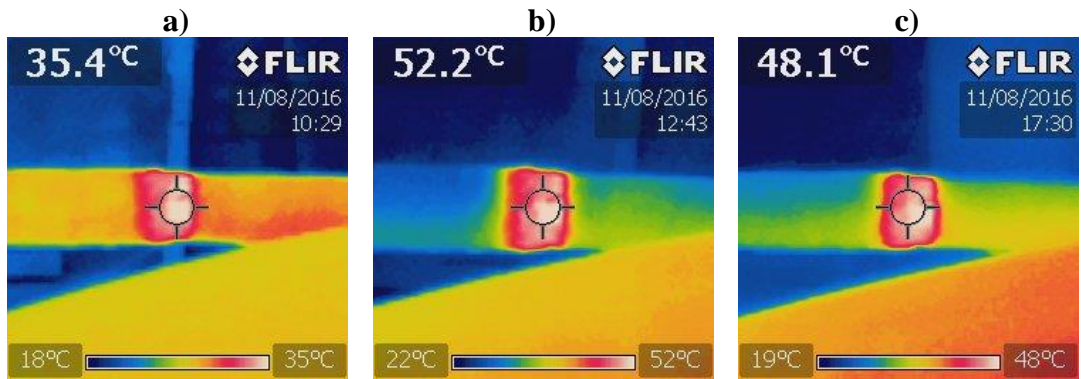


Figura 37. Imagen fotográfica y termográfica del aislamiento del conducto de vapor: a) Mañana, b) Medio día, c) Tarde.

Análisis: En la Figura 37 se puede identificar el mal aislamiento que presenta el conducto de vapor, donde alcanzan durante el mediodía temperaturas de hasta 52.2 °C. Esto hace que se pierda parte de la energía calorífica que se utiliza para el proceso de planchado.



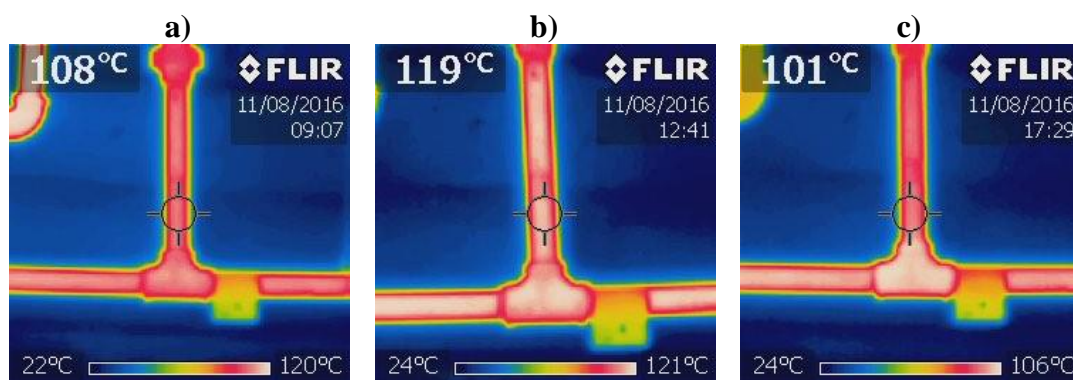


Figura 38. Imagen fotográfica y termográfica del retorno de vapor: a) Mañana, b) Medio día, c) Tarde.

Análisis: Se puede identificar que el conducto de retorno de vapor presenta temperaturas altas durante la jornada de trabajo, de hasta 121°C como máxima. Esto implica un desperdicio de una gran cantidad de calor, debido a que no existe un elemento que retenga tal energía.

4.1.6. Corrección de problemas identificados

Una vez identificado las deficiencias en cuestión de pérdidas de calor que presentan los equipos de secado y sus conductos, se procede a las correcciones pertinentes para reducir o mitigar el problema. Se tomará como patrón los elementos con mayor temperatura durante la jornada de trabajo para efectuar las comparaciones con las correcciones realizadas. En lo que respecta a los conductos de vapor, en su mayoría se necesita de un aislamiento térmico, por lo cual debemos determinar el tipo de aislamiento y su espesor para cada uno de sus diámetros.

Para estimar las pérdidas de calor se considera la temperatura ambiente de 25°C, la emisividad de la tubería de acero 0,79 y del recubrimiento de aluminio del aislamiento de 0,04. El procedimiento de cálculo se menciona en el Apartado 4.1.4.1.1.

Nota: Los cálculos del aislamiento térmico se muestran en el Apartado 4.1.4.2., y sus resultados para cada diámetro en la Tabla 31.

a) Secador al vacío

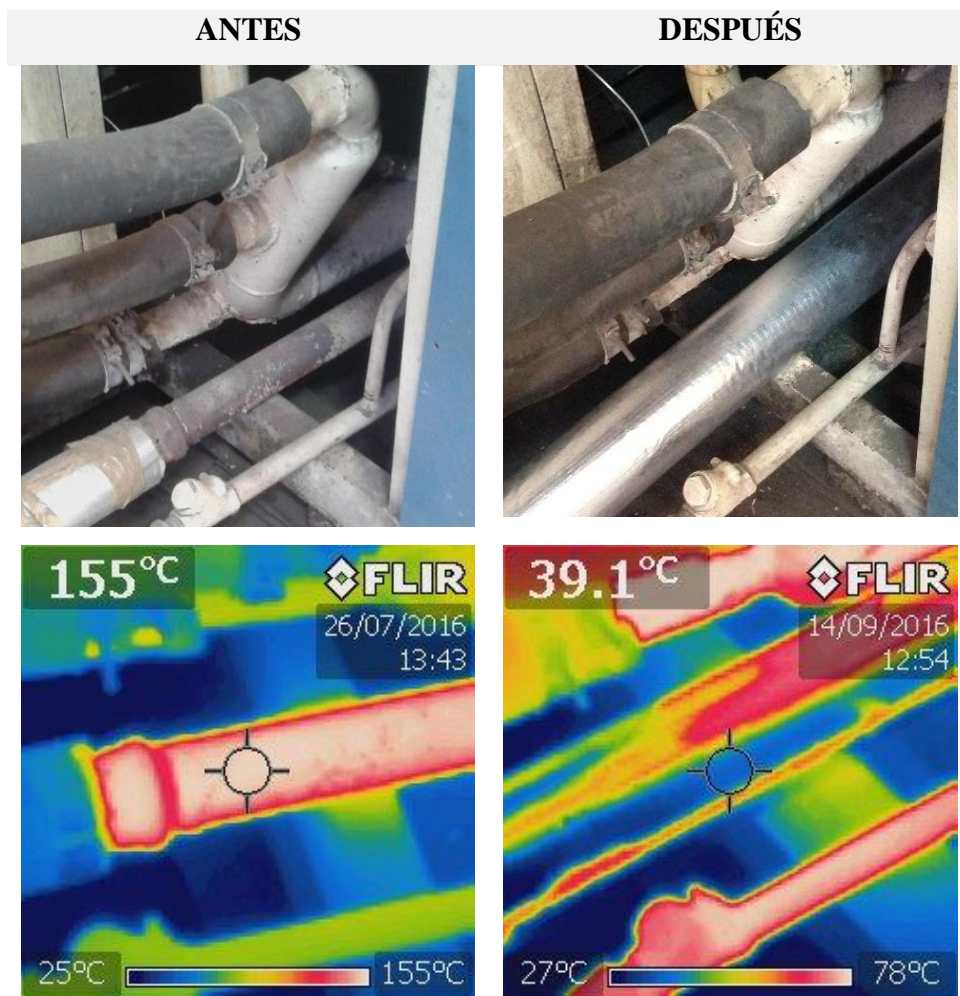


Figura 39. Fotografía y termografía del conducto de entrada de vapor.

Análisis: Se puede identificar que el conducto de entrada de vapor de 2 plg de diámetro no poseía un aislamiento térmico, lo que conllevaba a que parte de la energía calorífica del vapor se desprendía al ambiente. Siguiendo el procedimiento de cálculo (Apartado 4.1.4.1.1.), se estima que 439,33 W se pierde en el entorno ya que la tubería alcanza una temperatura superficial de 155 °C y 1 metro de longitud. Para mitigar esta deficiencia se colocó un aislamiento térmico tipo cañuela de lana de vidrio de 1,5 plg que fue elegido previamente (Tabla 31) lo cual permitió bajar su temperatura superficial puntual a 39,1 °C, esto implica bajar las pérdidas de calor a 14,47 W. Realizando un balance de energía se tiene una reducción de 424,86 W lo que representa el 96,7 % de pérdidas caloríficas.

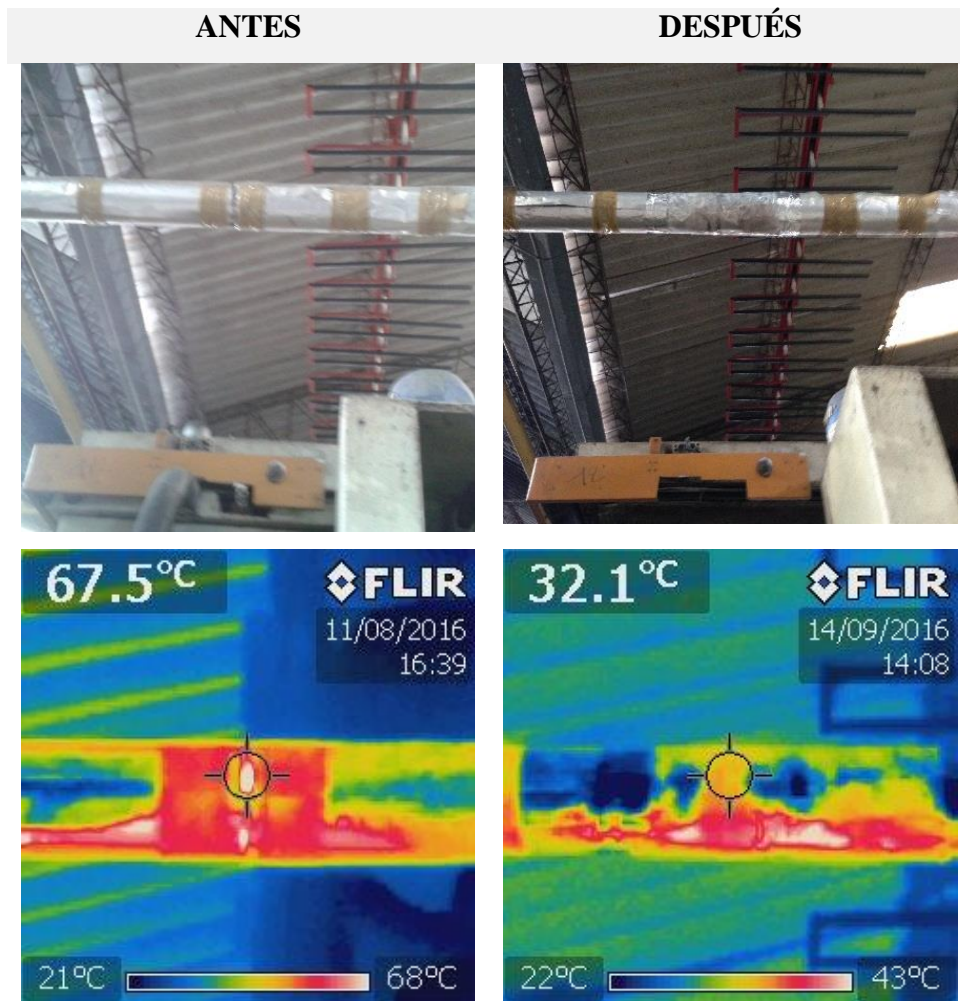


Figura 40. Fotografía y termografía del aislamiento defectuoso del conducto de vapor.

Análisis: En la Figura 40 se puede observar un segmento de aislamiento deficiente que presenta el conducto de vapor a la entrada del secador al vacío. Siguiendo el procedimiento (Apartado 4.1.4.1.1.), se estima que 70,28 W se pierde en el ambiente en una suma de tramos de 0,9 m de longitud y temperatura superficial promedio de 65°C. Para mejorar esta deficiencia, consideramos el diámetro de la tubería (Tabla 31) para cambiar parte del aislamiento y su recubrimiento, bajando su temperatura a una promedio de 38°C, y por ende las pérdidas de calor a 9,95 W. La reducción de pérdidas de calor entre el antes y después de la situación es de 60,13 W que representa un aproximado del 86 % del total de energía desprendida al ambiente.

b) Pigmentadora rotativa

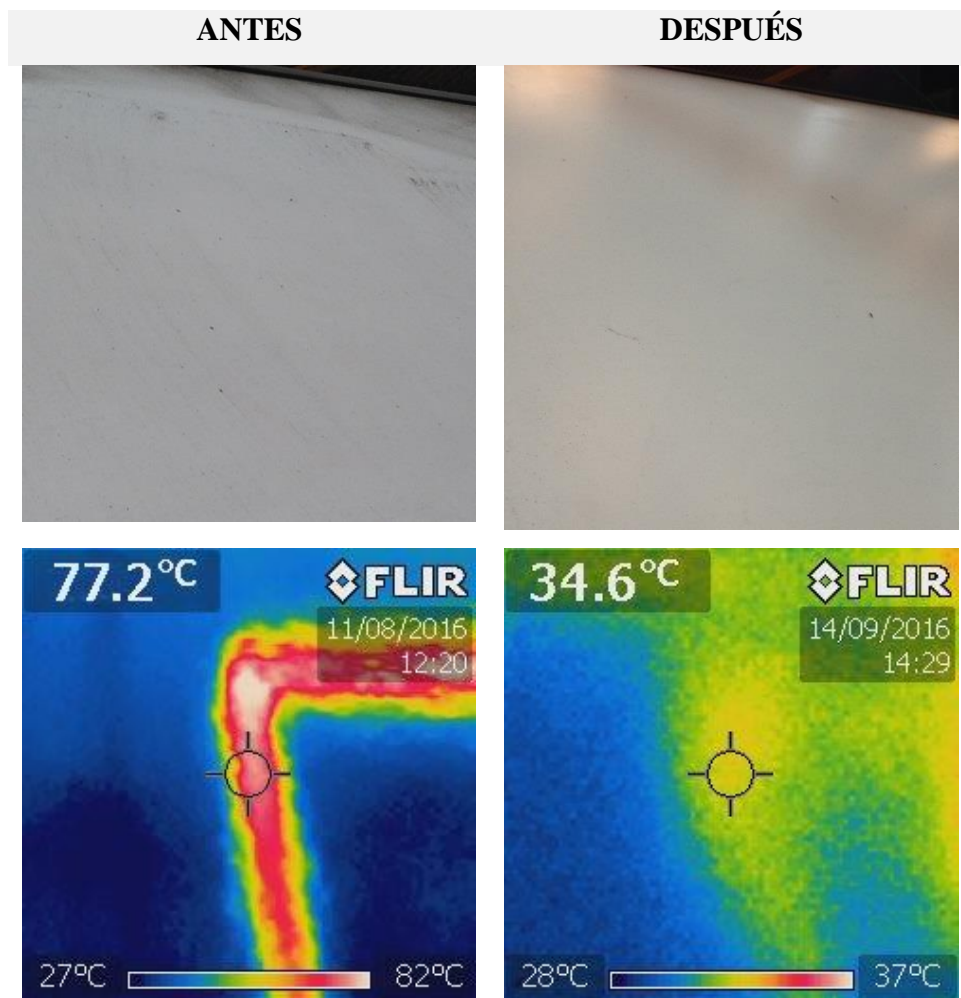


Figura 41. Fotografía y termografía de la pared superior izquierda del túnel de secado.

Análisis: En la Figura 41 se observa una mancha de calor con una temperatura puntual de 77.2 °C y una máxima de 82 °C generada por una pequeña rotura en los conductos internos de vapor, misma que fue arreglada mediante soldadura. Además, se reemplazó su pared de aglomerado por un nuevo ya que se encontraba dañado internamente por el calor emitido. Reduciendo de esta manera su temperatura de pared a 34,6 °C con una máxima de 37 °C, y con ello la reducción de pérdidas de calor.

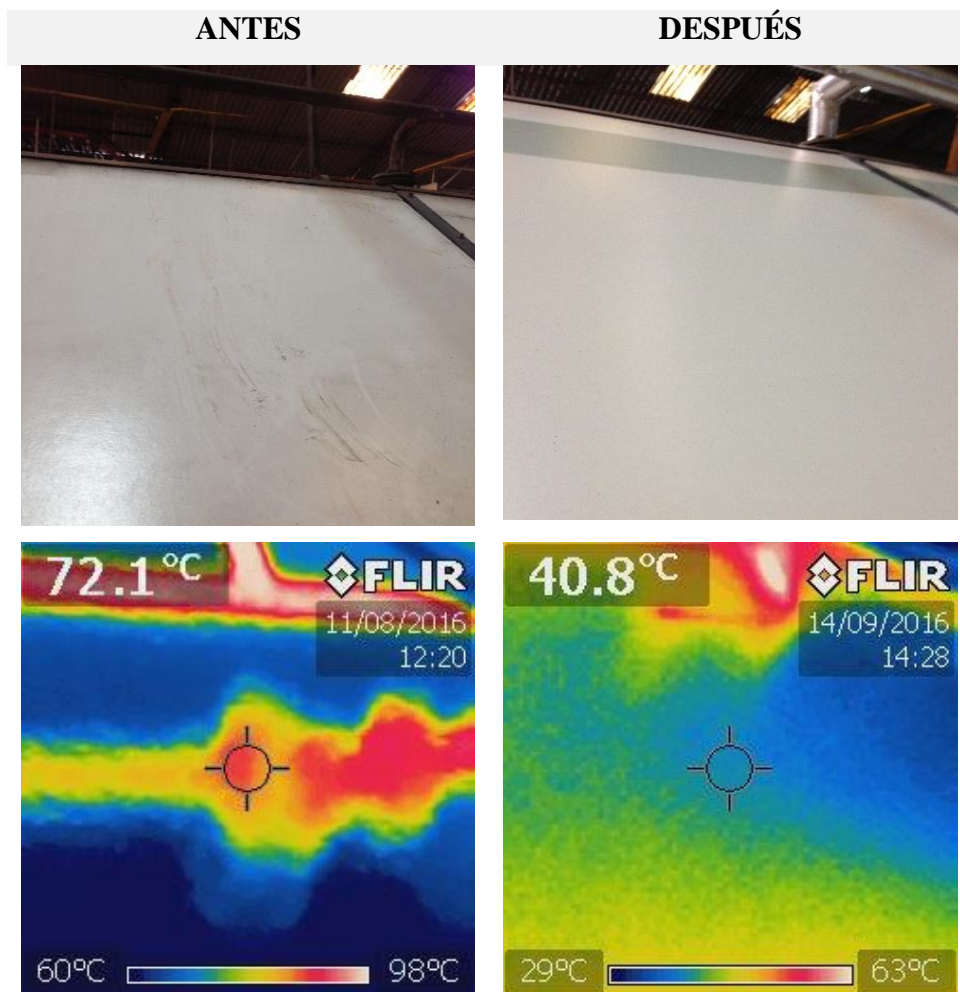


Figura 42. Fotografía y termografía de la pared superior izquierda del túnel de secado.

Análisis: Se observa que la mancha de calor generada en la pared superior izquierda del túnel de secado que alcanza temperaturas de hasta 98°C. Esta deficiencia fue mitigada mediante el arreglo de sus conductos de vapor y el reemplazo de su pared de aglomerado, reduciendo de esta manera su temperatura superficial puntual a 40,8 °C lo que representa un ahorro de energía para el secado del producto.

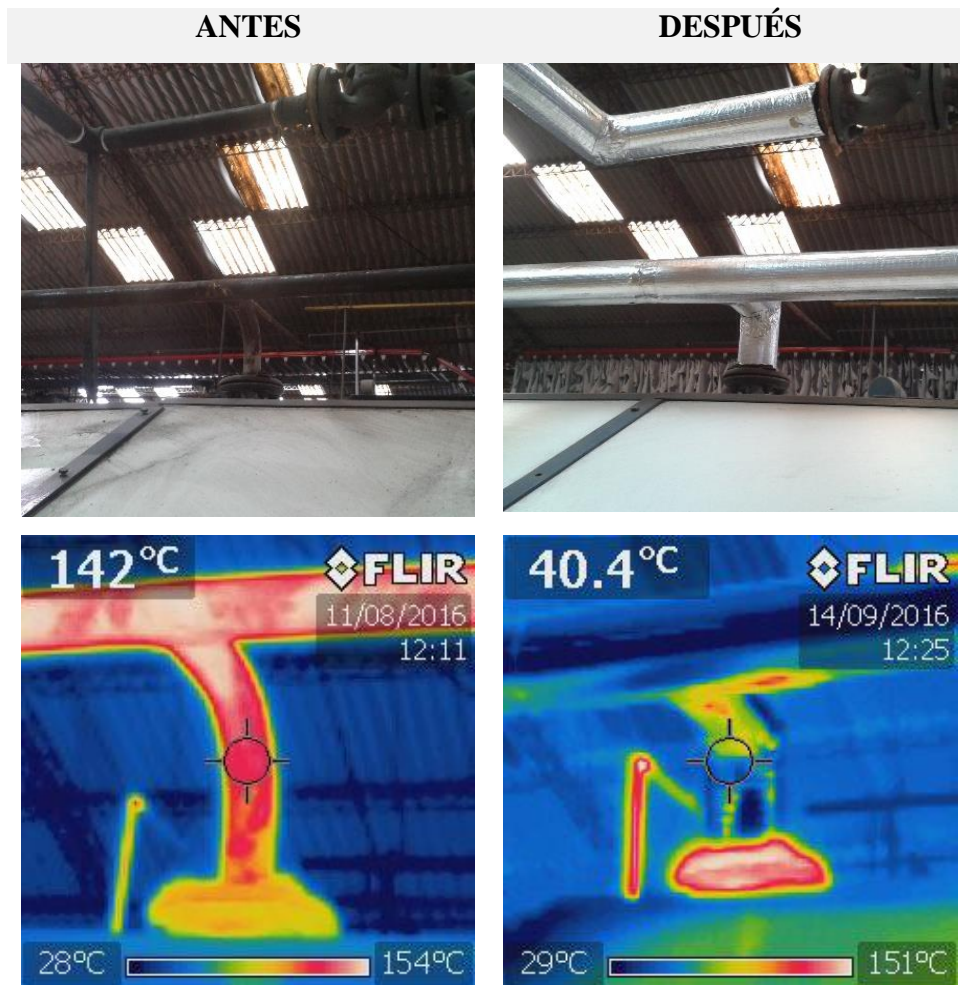


Figura 43. Fotografía y termografía del conducto de entrada de vapor al túnel de secado.

Análisis: Se observa que el conducto de entrada de vapor al túnel de secado se encontraba sin un aislamiento térmico por lo que presentaba altas temperaturas, lo que implica pérdidas de calor al ambiente. El conducto tiene un diámetro de 1 ¼” pulgadas. Siguiendo el procedimiento de cálculo (Apartado 4.1.4.1.1.), se estima que 1687,06 W se pierde en el entorno ya que la tubería alcanza una temperatura superficial promedio de 143 °C y una longitud de 6 metros. Para atenuar esta anomalía se procedió a colocar un aislamiento de lana de vidrio (cañuela) de 1 pulgada de espesor, que fue elegido previamente (Tabla 31) permitiendo bajar las pérdidas de calor a 71,47 W con una temperatura superficial promedio de 40°C. Mediante un balance de energía entre el antes y después de la situación se tiene una reducción de 1615,58 W que representa el 95,8% de las pérdidas de calor.

c) Plancha

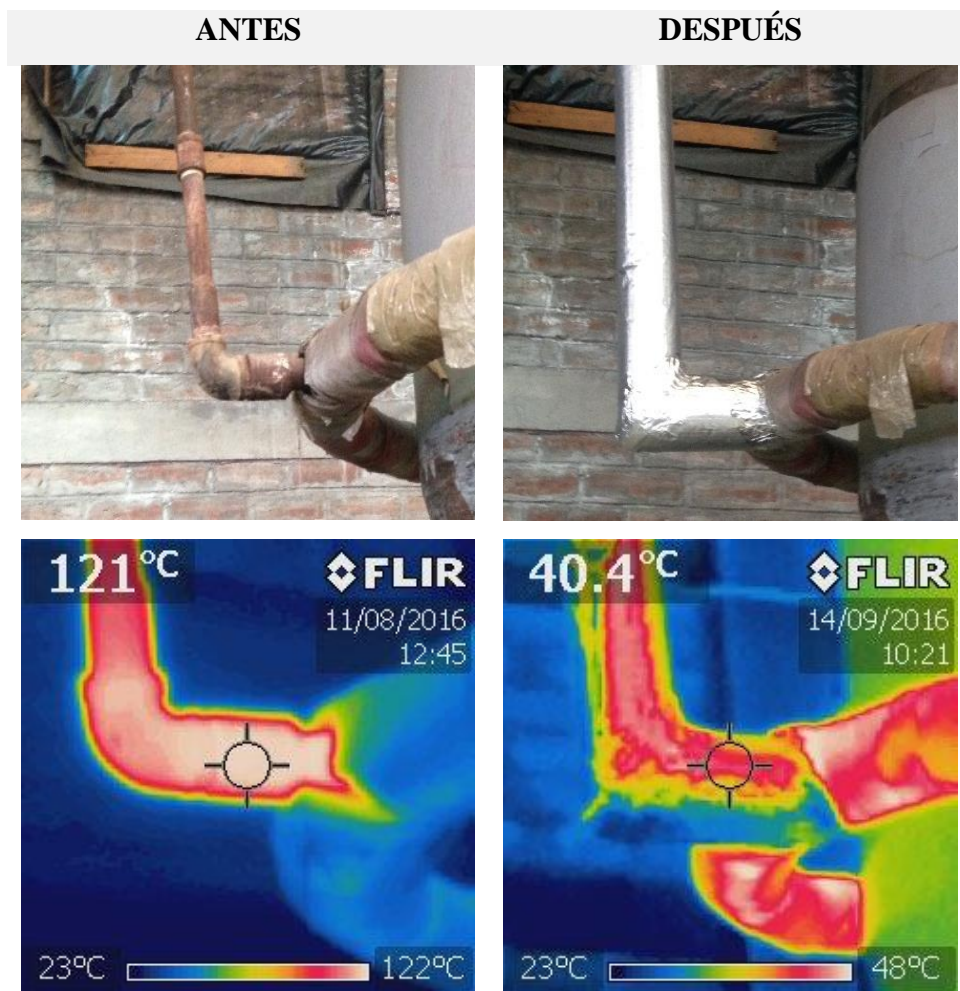


Figura 44. Fotografía y termografía del conducto de entrada de vapor a la plancha.

Análisis: En la Figura 44 se observa que parte del conducto de transporte de vapor se encontraba sin protección térmica permitiendo que la energía del vapor se pierda en el entorno. Siguiendo el procedimiento de cálculo (Apartado 4.1.4.1.1.), se estima que 100,25 W se pierde, ya que la temperatura superficial de la tubería alcanza 121 °C. Para corregir esto, se pasó a cubrir con aislamiento térmico de lana de vidrio de 1 pulgada de espesor seleccionado previamente (Tabla 31), lo que ayudó a bajar su temperatura superficial a 40 °C, esto implica bajar las pérdidas de calor a 5,89 W. Realizando un balance de energía entre el antes y después de la situación, se tiene una reducción de 94,37 W en ese instante puntual, lo que representa el 94,1 % de pérdidas caloríficas.

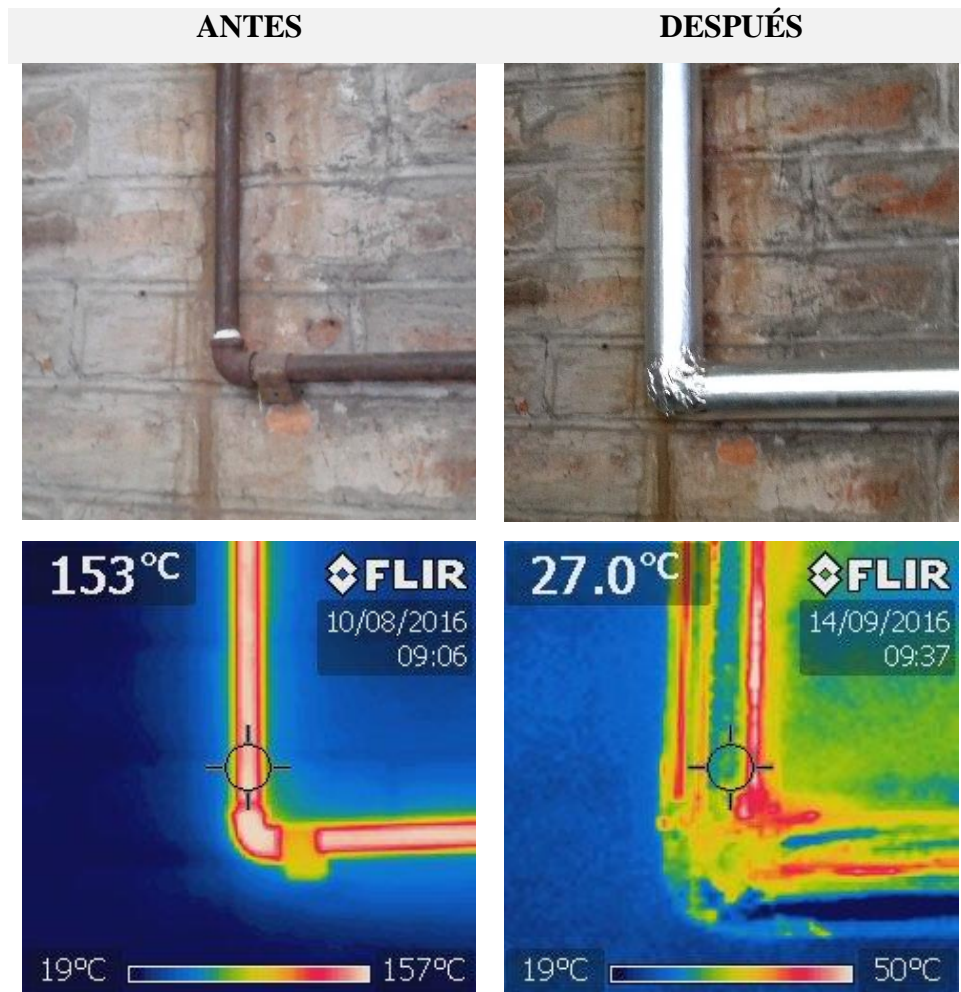


Figura 45. Fotografía y termografía del conducto de vapor.

Análisis: El conducto de paso de vapor se encontraba sin un aislamiento térmico permitiendo el libre paso de calor hacia el medio. El diámetro del conducto es de 3/4” de pulgada. Siguiendo el procedimiento de cálculo (Apartado 4.1.4.1.1.), se estima que 360,47 W se pierde en el entorno en una longitud de 1,70 metros y temperatura superficial de la tubería de 153 °C. Para atenuar esta deficiencia se procedió a colocar un aislamiento tipo cañuela de lana de vidrio de 1 pulgada de espesor, que fue seleccionado previamente (Tabla 31), permitiendo bajar las pérdidas de calor a 14,66 W con una temperatura superficial promedio de 40,3 °C. La reducción de pérdidas de calor entre el antes y después de la situación es de 345,81 W que representa un aproximado del 96 % del total de energía desprendida al ambiente.

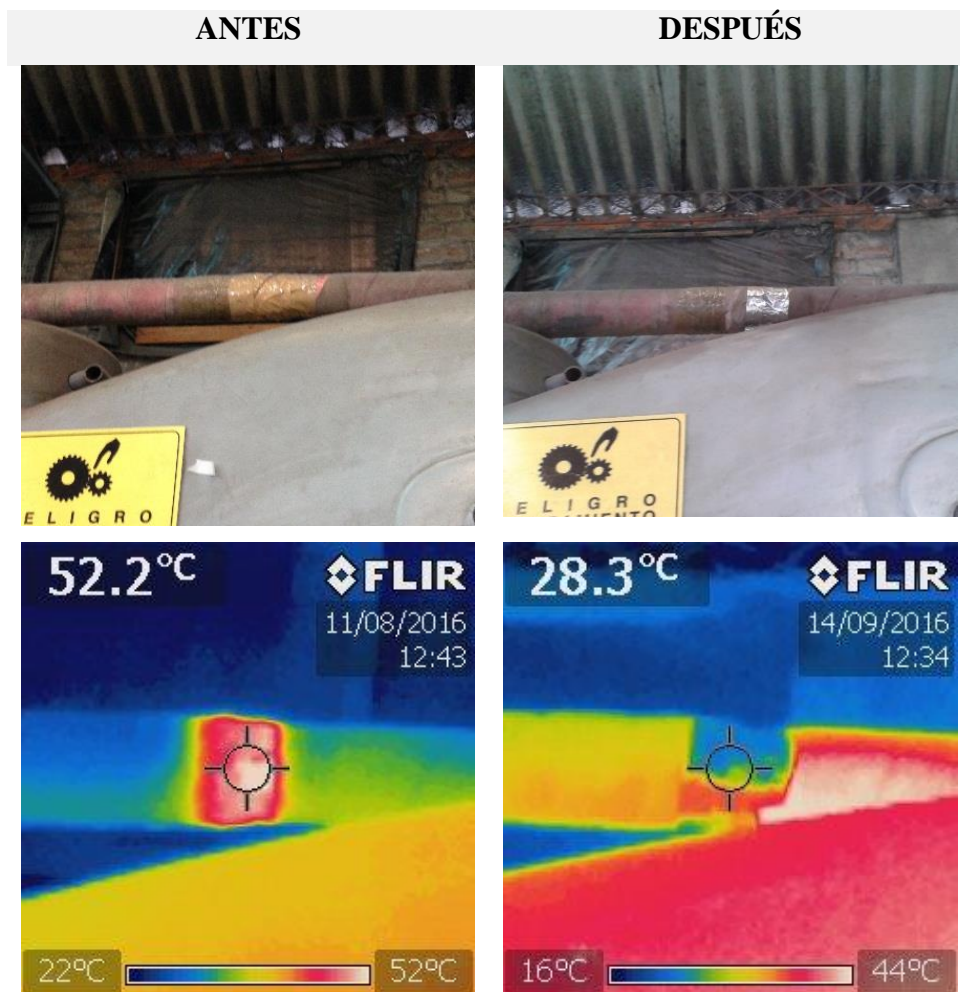


Figura 46. Fotografía y termografía de una sección de aislamiento defectuoso.

Análisis: Se puede observar en la Figura 46 que en el conducto de vapor se encuentra en parte con un aislamiento térmico deficiente, permitiendo que parte del calor se desprenda al ambiente. Siguiendo el procedimiento (Apartado 4.1.4.1.1.), se estima que 13,08 W se pierde en el ambiente en una suma de tramos de 0,4 m de longitud y temperatura superficial promedio de 50°C. Para mejorar esta deficiencia, se tomó en cuenta que el diámetro de la tubería es de $\frac{3}{4}$ " de pulgada para cambiar parte del aislamiento y su recubrimiento, bajando su temperatura a una promedio de 38°C, y por ende las pérdidas de calor a 2,91 W. La reducción de pérdidas de calor entre el antes y después de la situación es de 10,17 W que representa el 77,7 % de calor perdido.

4.1.7. Selección de la trampa de vapor para la tubería de retorno

Una gran cantidad de trampas de vapor pueden trabajar en aplicaciones similares y satisfacer de forma parcial o total los requerimientos deseados, sin embargo, no es deseable que las trampas de vapor trabajen de manera moderada, hay que conseguir el mayor rendimiento y eficiencia para el ahorro de energía en los equipos de vapor.

Dada la gran variedad de trampas de vapor, para seleccionar la más adecuada para nuestros requerimientos, se debe tomar en cuenta dos consideraciones principales: la aplicación donde se instalará y las condiciones de operación. Para lo cual se sugiere revisar la Tabla 40 que presenta Spirax Sarco, una empresa especializada en este tipo de productos.

Tabla 40. Guía de selección de trampas de vapor [22].

Aplicación	Primera Alternativa					Segunda Alternativa				
	Flotador y termostática	Termodinámica	Termostática	Bimetálica	Balde invertido	Flotador y termostática	Termodinámica	Termostática	Bimetálica	Balde invertido
Red de vapor a 30 psig	x									x
30-400 psig		x								x
a 600 psig		x								x
a 900 psig		x								x
a 2000 psig		x								x
con sobrecalentamiento		x							x	
Separadores	x						x			x
Traceo de vapor Crítico		x						x		
No crítico			x				x			

La trampa de vapor que se necesita es para una línea de traceo donde se presenta temperaturas debajo de 160 °C, presiones de hasta 55 psi, y que drene grandes cantidades de condensado. De varias alternativas que se obtuvo, se optó por una trampa de vapor termodinámica (Anexo 2) que nos brinda facilidad para la instalación debido a las limitaciones de espacio. Además, cumple con todos los requerimientos del proceso.

4.2. ANÁLISIS DE RESULTADOS

4.2.1. Análisis de las pérdidas de calor en los equipos de secado.

Una de las consideraciones para el análisis de pérdidas de calor en los equipos es su consumo térmico. Debido a no poseer información exacta de cada equipo se procedió a buscar ejemplares con características similares (Anexos 19, 20, 21) respectivamente para cada equipo en estudio. Una vez seguido los procedimientos para el cálculo de las pérdidas de calor en cada equipo, de acuerdo a su configuración geométrica, posición y condiciones de trabajo que se citaron anteriormente, se tiene los siguientes resultados:

4.2.1.1. Secador al vacío

Tabla 41. Pérdidas de calor en el secador al vacío.

CONFIGURACIÓN GEOMÉTRICA	PARTE	SUPERFICIE	Qconv (W)	Qrad (W)	Qtotal (W)
VERTICAL	Placa 1	Frontales	572,897	213,104	786,001
		Laterales	185,657	68,810	254,467
	Placa 2	Frontales	101,415	133,416	234,831
		Laterales	145,941	51,278	197,219
	Placa 3	Frontales	679,920	251,558	931,478
		Laterales	217,889	80,515	298,404
	Placa 4	Frontales	131,851	166,681	298,532
		Laterales	161,931	56,834	218,765
	Placa 5	Frontales	679,920	251,558	931,478
		Laterales	207,040	76,545	283,585
	Placa 6	Frontales	101,415	133,416	234,831
		Laterales	170,034	59,684	229,718
	Placa 7	Frontales	662,047	245,008	907,055
		Laterales	217,889	80,515	298,404
	Placa 8	Frontales	101,415	133,416	234,831
		Laterales	165,930	58,253	224,183
	Placa 9	Frontales	147,134	202,382	349,516
		Laterales	228,833	84,553	313,385
HORIZONTAL		Superior	7579,927	3322,097	10902,024
TOTAL			12459,082	5669,625	18128,707

En la Tabla 41 se puede apreciar que el total de pérdidas de calor del secador al vacío asciende a 18,129 kW aproximadamente. El consumo térmico del equipo es de 170000 kcal/h (Anexo 19) lo que es 197,71 kW. Si se hace una comparación entre los valores antes mencionados de las pérdidas de calor por superficies y el consumo del equipo respectivamente, se tiene que un 9,17 % de energía calorífica no es aprovechada y es desprendida hacia el ambiente.

4.2.1.2. Pigmentadora rotativa

Tabla 42. Pérdidas de calor en la pigmentadora rotativa.

CONFIGURACIÓN GEOMÉTRICA	PARTE	SUPERFICIE	Qconv (W)	Qrad (W)	Qtotal (W)
VERTICAL	Tablero 1	Laterales	88,074	148,293	236,368
	Tablero 2		127,919	200,714	328,633
	Tablero 3		141,823	218,529	360,353
	Tablero 4		156,164	236,517	392,682
	Tablero 5	Frontal	101,550	166,766	268,315
	Tablero 6	Posterior	89,764	150,849	240,612
HORIZONTAL	Tablero 1	Superior	47,416	62,096	109,511
	Tablero 2		63,597	78,791	142,388
	Tablero 3		69,274	84,464	153,738
	Tablero 4		58,105	73,173	131,277
	Tablero 1	Inferior	61,022	228,379	289,400
	Tablero 2		72,077	262,315	334,392
	Tablero 3		83,467	296,587	380,053
	Tablero 4		61,022	228,379	289,400
INCLINADO	Tablero 1	Laterales	100,571	222,440	323,011
	Tablero 2		143,894	301,071	444,965
	Tablero 3		158,947	327,794	486,741
	Tablero 4		174,303	354,776	529,079
TOTAL			1798,986	3641,934	5440,919

Se puede apreciar en la Tabla 42, que la pérdida total de calor en el túnel de secado de la pigmentadora rotativa es de 5,44 kW. Dado que el equipo consume un promedio de vapor de 145 kg/h a una presión de 1 bar (Anexo 20), si se transforma este valor utilizando su presión y su entalpía (Anexo 22) tenemos 90,93 kW. Haciendo una comparación de este último valor con las pérdidas de calor del equipo, se tiene que un 5,98 % del total de calor que entra al equipo es transferido hacia el ambiente.

4.2.1.3. Plancha

Tabla 43. Pérdidas de calor en la plancha.

CONFIGURACIÓN GEOMÉTRICA	PARTE	SUPERFICIE	Qconv (W)	Qrad (W)	Qtotal (W)
VERTICAL	Carcasa	Frontales	35,919	38,489	74,408
	Placa 1	Frontales	73,176	64,244	137,421
		Laterales	50,206	43,947	94,153
	Placa 2	Frontales	70,455	66,993	137,448
		Laterales	51,266	44,921	96,187
HORIZONTAL	Placa 3	Base	251,402	284,206	535,608
TOTAL			532,425	542,800	1075,226

Se puede apreciar en la Tabla 43 que el total de pérdidas de calor de la plancha es de 1,08 kW aproximadamente. Según especificaciones del equipo (Anexo 21), su consumo de vapor es de 30 kg/h que es igual a 23,07 kW valor convertido utilizando su entalpía y presión (Anexo 22). Si se hace referencia del consumo de vapor con las pérdidas de calor emitidas hacia el exterior, éstas últimas llegan a representar el 4,66 % del calor total que entra al equipo.

4.2.2. Análisis de la eficiencia energética en la red de distribución de vapor.

En la Situación Anterior se detectó que parte de la red de distribución de vapor no presentaba un aislamiento térmico, por lo que se procedió a colocar uno (Situación Actual). Esto permitió reducir la cantidad de calor perdido. A continuación se presenta la repartición de energía.

Tabla 44. Reparto de las energía en la red de vapor.

Situación	Eficiencia	Pérdidas por convección	Pérdidas por radiación
Anterior	92,9%	3,95%	3,71%
Actual	99,7%	0,31%	0,01%

En la Tabla 44 se puede apreciar que la eficiencia de la red de vapor en la situación anterior es del 92,9%, el resto esquivale a pérdidas repartidas en 3,95% por convección

y 3,71% de pérdidas por radiación. En la situación actual, se pudo elevar su eficiencia al 99,7%, la energía restante es 0,31% de pérdidas por convección y el 0,01% son pérdidas por radiación.

4.2.3. Análisis de costo de pérdidas de calor en la red de tuberías de vapor.

Si expresamos en términos monetarios la cantidad de calor perdido, tenemos los siguientes resultados:

Tabla 45. Ahorro económico anual.

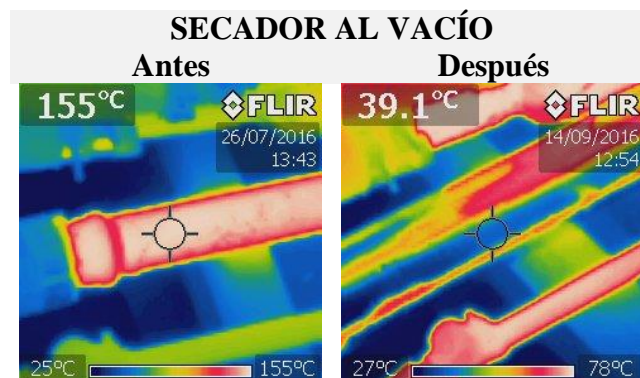
Coste pérdidas (\$/año)		Ahorro económico	
Situación anterior	Situación actual	\$/año	%
2126,73	89,28	2037,44	95,8

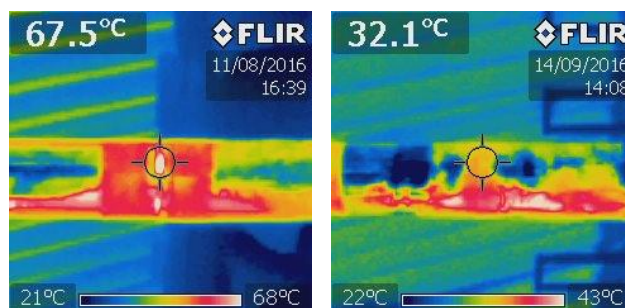
El ahorro económico anual de aislar la red de distribución de vapor se estima en 2037,44 \$/año lo que representa el 95,8 % del coste total de pérdidas caloríficas.

4.2.4. Análisis de la inspección termográfica en los equipos de secado.

4.2.4.1. Secador al vacío.

Tabla 46. Imágenes termográficas de los equipos.

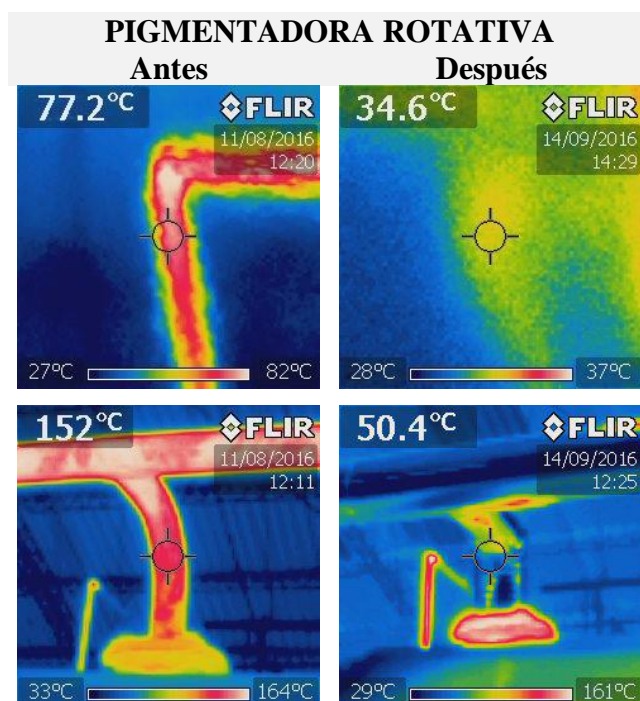




Mediante las correcciones realizadas en las tuberías de ingreso de vapor al equipo, se logró reducir 424,86 W de energía que se desprendía al ambiente. Esto representa el 96,7 % del total de pérdidas caloríficas debido a la ausencia de aislamiento térmico. Además, la reducción de pérdidas de calor por aislamientos deficientes es de 60,13 W que representa un aproximado del 86 % del total de energía perdida en el entorno.

4.2.4.2. Pigmentadora rotativa.

Tabla 47. Imágenes termográficas de los equipos.

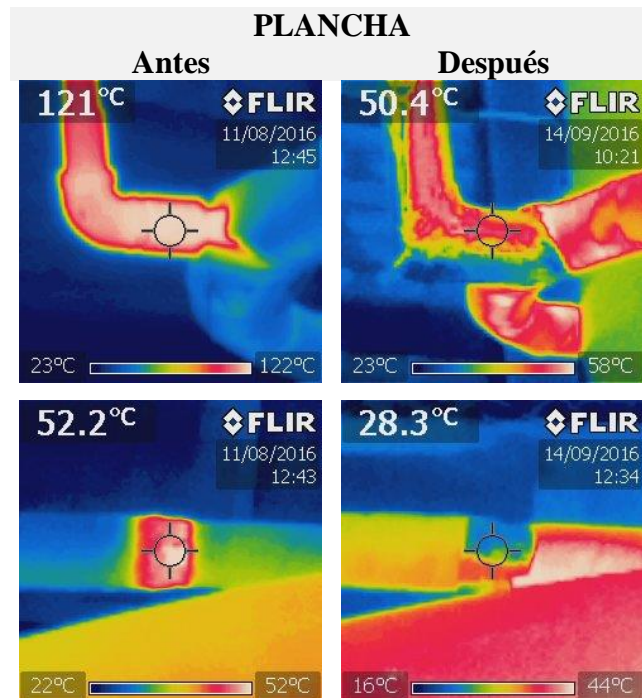


Al aislar las tuberías de entrada de vapor sin aislamiento térmico, se redujo 1615,58 W de pérdidas de calor, las cuales representa el 95,8% del total de pérdidas en el

ambiente. Además, arreglar los conductos internos de transporte de vapor y cambiar la pared del túnel de secado permitió reducir una parte más de calor no estimada.

4.2.4.3. Plancha

Tabla 48. Imágenes termográficas de los equipos.



Mediante las correcciones realizadas en las tuberías de ingreso de vapor al equipo, se logró reducir 94,37 W de energía que se desprendía al ambiente. Esto representa el 94,1 % del total de pérdidas caloríficas debido a la ausencia de aislamiento térmico. Además, la reducción de pérdidas de calor debido a aislamientos deficientes es de 345,81 W que representa un aproximado del 96 % del total de energía desprendida al ambiente.

4.3. VERIFICACIÓN DE HIPÓTESIS

El diagnóstico termográfico en equipos mecánicos consumidores de vapor del área seca de la empresa Tenería Díaz Cía. Ltda. permitirá determinar las pérdidas térmicas.

Las variables son:

Variable Independiente: Diagnóstico termográfico en equipos mecánicos consumidores de vapor.

Variable Dependiente: Pérdidas térmicas.

Pérdidas térmicas en los equipos

El análisis termográfico permitió determinar las temperaturas superficiales que presentan las diferentes partes de los equipos, mediante las cuales se pudo establecer una estimación de las pérdidas de calor por convección y por radiación en cada equipo. Para el cumplimiento de la hipótesis planteada se debió establecer otros parámetros para llegar a obtener las pérdidas caloríficas.

A continuación se presenta los valores totales estimados de pérdidas por cada equipo.

Tabla 49. Pérdidas por convección y radiación.

EQUIPO	Qconv (W)	Qrad (W)	Qtotal (W)
Secador al vacío	12459,082	5669,625	18128,707
Pigmentadora rotatoria	1744,572	3472,910	5217,482
Plancha	532,425	542,800	1075,226

Se puede apreciar (Tabla 49) que el equipo que posee mayor pérdidas caloríficas tanto por convección como por radiación es el secador al vacío debido a que la mayor parte de su superficie se encuentran en contacto directo con flujos de calor necesarios para el secado del producto. Respecto a las pérdidas de calor en el túnel de la pigmentadora rotatoria, éstas se dan debido a que este equipo posee una gran superficie por donde se fuga calor, además que sus paredes son de espesor reducido. En la plancha, las pérdidas de calor se dan en las placas e inmediaciones de secado del cuero debido que el mayor calor se concentra en estas localidades para efectuarse el secado.

CAPÍTULO V

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

5.1. CONCLUSIONES

- Mediante la utilización de la termografía (Apartado 4.1.5.), en los equipos de secado se puede visualizar diferentes zonas con temperaturas anormales que correspondieron a tableros, tramos de tubería con un deficiente aislamientos o rotura de los conductos internos de vapor, lo cual implica pérdidas de calor.
- La estimación de pérdidas de calor (Tabla 49) por convección en el secador al vacío es de 12,46 kW, en la pigmentadora rotativa 1,74 kW, y finalmente en la plancha de 0,53 kW. Las pérdidas por radiación son 5,67 kW, 3,47kW, 0,54 kW, respectivamente, siendo éstas menor respecto a las pérdidas por convección.
- La eficiencia en la red de tuberías de vapor (Tabla 44), en la situación anterior es del 92,9%, con 3,95% de pérdidas por convección y 3,71% de pérdidas por radiación. En la situación actual, al aislar los tramos de tubería sin aislamiento, la eficiencia asciende a 99,7%, y las pérdidas se reducen a 0,31% por convección y 0,01% de pérdidas por radiación.
- El ahorro energético estimado al aislar térmicamente parte de la red de distribución de vapor asciende a 22,88 kW (Tabla 36) lo que representa un ahorro en combustible de 2262,48 gal/año, expresado en términos monetarios esto significa \$ 2037,44 anuales (Tabla 39) en un tiempo estimado de funcionamiento de la red de transporte de vapor de 2520 horas.
- Los equipos analizados del área seca presentan diferentes temperaturas durante los períodos de la mañana, medio día y tarde debido a que el trabajo y su funcionalidad es variable. Se consigue su mayor temperatura en medio día,

donde los equipos presentan el mayor tiempo en operación ya que posteriormente son apagados hasta el inicio de la jornada de la tarde.

- La trampa de vapor termodinámica Spirax Sarco TD42L (Anexo 2) colocada en la línea de retorno de la plancha permite evacuar el caudal de condensado de mejor manera y ahorrar energía calorífica que es desperdiciada al sumidero.

5.2. RECOMENDACIONES

- Para efectuar las mediciones de temperaturas correctamente mediante una termografía se debe considerar parámetros importantes tales como la emisividad, distancia de medición, temperatura reflejada, humedad relativa.
- Los equipos de medición de preferencia deben estar calibrados para que los datos sean más confiables.
- Cuando se realice una medida termográfica en lugares internos, se debe retirar todos los elementos que puedan interferir en la lectura de los datos.
- Verificar con otro tipo de instrumentos como termocuplas y pirómetros que las mediciones de temperaturas sean las correctas, ya que por diversos factores éstas pueden arrojar errores considerables.
- Colocar trampas de vapor en las líneas de retorno para evitar el desperdicio de energía al sumidero, ya que en muchas ocasiones no se cuenta con un sistema de reutilización de ésta.
- En los aislamientos térmicos para tuberías, indistintamente del material que sean, deben poseer un recubrimiento de espesor considerable preferente de aluminio para una mayor protección de la cañuela y para evitar pérdidas de calor al ambiente.

D. MATERIAL DE REFERENCIA

1. BIBLIOGRAFÍA

- [1] Academia Testo, «Academia Testo online,» 2010. [En línea]. Available: <http://www.academiatesto.com.ar/cms/radiacion-infrarroja>. [Último acceso: 06 Junio 2016].
- [2] Flir System AB, «Guía sobre termografía para aplicaciones en edificios y energía renovable,» Copyright, 2011.
- [3] E. Salazar, *Aplicación de la termografía a la psicología básica*, Granada, 2012.
- [4] D. J. Núñez Galarza, *Estudio de parámetros de combustión en quemadores a gas de uso doméstico aplicando termografía y su incidencia en la eficiencia energética*, Ambato, 2015.
- [5] D. Abarca y F. Iglesias, *Elaboración de un plan de mantenimiento predictivo mediante la aplicación de termografía industrial en los motores eléctricos de la planta de Eurolit en la empresa Tubasec C.A*, Riobamba, 2012.
- [6] Fenercom, «Guía de la termografía Infrarroja,» 2011. [En línea]. Available: <http://www.fenercom.com/pdf/publicaciones/Guia-de-la-Termografia-Infrarroja-fenercom-2011.pdf>. [Último acceso: 06 junio 2016].
- [7] D. C. Chico Saavedra y L. Londoño Castillo, *Diagnóstico termográfico de la subestación de energía eléctrica del edificio 1, bloque b-bb, piso 0-p0 de la Universidad Tecnológica de Pereira*, Pereira, 2014.
- [8] Testo AG, «Termografía, guía de bolsillo,» octubre 2012. [En línea]. Available: https://www.testo.com.ar/media/local_media/Gua_practica_termografia_ES.pdf. [Último acceso: 08 junio 2016].
- [9] Flir, «Acre Surveying Solutions,» [En línea]. Available: <http://www.grupoacre.com/termografia/productos/ver/camara-termografica-flir-e60>. [Último acceso: 08 junio 2016].
- [10] M. J. Picazo Ródenas, *Diagnóstico de máquinas eléctricas mediante técnicas de termografía infrarroja*, Valencia, 2016.
- [11] A. F. Terán Soto, *Proceso de obtención de pasas del tomate cherry*, Quito, 2014.

- [12] G. Escobar, «wiki EOI,» MediaWiki, 04 julio 2012. [En línea]. Available: http://www.eoi.es/wiki/index.php/Calderas,_generadores_de_vapor,_hornos_y_secaderos_en_Eficiencia_energ%C3%A9tica. [Último acceso: 16 junio 2016].
- [13] Cueronet, «Terminación del cuero,» [En línea]. Available: http://www.cueronet.com/terminacion/maquinaria_secado.htm. [Último acceso: 25 julio 2016].
- [14] Cueronet, «Comunidad Virtual del cuero,» [En línea]. Available: http://www.cueronet.com/terminacion/maquinaria_aplicacionacabado.htm. [Último acceso: 26 julio 2016].
- [15] Barnini, «Líneas de acabados automáticas para pieles,» [En línea]. Available: http://www.barnini.it/risultato.php?lang=es&&id_prodotto=61. [Último acceso: 23 julio 2016].
- [16] Cueronet, «Comunidad virtual del cuero,» [En línea]. Available: http://www.cueronet.com/terminacion/maquinaria_auxiliares.htm. [Último acceso: 24 julio 2016].
- [17] J. Inzunza, «Mecanismos de transferencia de calor,» [En línea]. Available: <http://old.dgeo.udec.cl/~juaninzunza/docencia/fisica/cap14.pdf>. [Último acceso: 06 junio 2016].
- [18] N. A. Caiza López, *Termografía industrial en motores eléctricos de la planta soguar s.a. para determinar parámetros de mantenimiento predictivo*, Ambato, 2016.
- [19] M. López B., «Estudio de las pérdidas por convección y radiación en el receptor de una torre de concentración solar,» 5 febrero 2012. [En línea]. Available: http://www.revista-anales.es/web/n_12/pdf/seccion_8.pdf. [Último acceso: 23 junio 2016].
- [20] M. Avellanas Ch, «Termorregulación,» Uninet, Huesca.
- [21] Praise, «Aislamientos y recubrimientos,» [En línea]. Available: <http://praise.com/aislamientos-y-recubrimientos/>. [Último acceso: 08 Septiembre 2016].
- [22] Spirax Sarco, «Steam supply,» [En línea]. Available: <http://www.steamsupply.com/files/A001-A010.pdf>. [Último acceso: 29 Septiembre 2016].

- [23] INSTEL, «Cámaras Termográficas,» 2010. [En línea]. Available: http://www.instelsa.com/instrumentos/_i5.html. [Último acceso: 16 Julio 2016].
- [24] Spirax Sarco, «Trampas termodinámicas para vapor,» [En línea]. Available: http://www.spiraxsarco.com/global/cl/Products/Documents/Trampa_termin%C3%A1mica_para_vapor_TD42L_y_TD42H-Hoja_T%C3%A9cnica.pdf. [Último acceso: 16 Agosto 2016].
- [25] Corporacion Owens Corning, «Aislamientos Termicos,» [En línea]. Available: <http://www2.owenscorning.com/worldwide/mexico/pdfs/TUBERIA.pdf>. [Último acceso: 26 Agosto 2016].
- [26] Dipac, «Catálogo de acero,» [En línea]. Available: <https://es.scribd.com/doc/35443893/catalogo-acero-dipac>. [Último acceso: 10 agosto 2016].
- [27] «Vapor de agua,» [En línea]. Available: <http://es.slideshare.net/GRESIQ/vapor-de-agua>. [Último acceso: 23 julio 2016].
- [28] Universidad de Buenos Aires, «Propiedades del vapor,» [En línea]. Available: <http://materias.fi.uba.ar/6731/Tablas/Tabla10.pdf>. [Último acceso: 26 Agosto 2016].
- [29] Spirax Sarco, «Vapor saturado,» [En línea]. Available: http://www2.spiraxsarco.com/esc/SS_Properties.aspx?country_id=ar&lang_id=arg. [Último acceso: 5 Septiembre 2016].
- [30] Mikron Instrument Company, Inc., «Table of emissivity of various surfaces,» [En línea]. Available: https://www.google.com.ec/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&source=web&cd=1&cad=rja&uact=8&ved=0ahUKEwikhayBz-TTAhWBNiYKHSHyDIwQFggrMAA&url=http%3A%2F%2Fwww-eng.lbl.gov%2F~dw%2Fprojects%2FDW4229_LHC_detector_analysis%2Fcalculations%2Femissivity2.pdf&usg=AFQjCNF_go. [Último acceso: 30 agosto 2016].
- [31] Universidad de Buenos Aires, «Propiedades térmicas de algunos materiales,» [En línea]. Available: <http://materias.fi.uba.ar/6731/Tablas/Tabla5.pdf>. [Último acceso: 14 Septiembre 2016].

- [32] FiberGlass, «Aislamientos Industriales,» [En línea]. Available: <http://fiberglasscolombia.com/wp-content/uploads/2015/06/catalogo-General-de-Aislamientos.pdf>. [Último acceso: 11 Octubre 2016].
- [33] A. Lima, «Generacion de energía eléctrica,» [En línea]. Available: <http://www.antoniolima.web.br.com/arquivos/podercalorifico.htm>. [Último acceso: 12 Diciembre 2016].
- [34] Y. A. Cengel y A. J. Ghajar, Transferencia de calor y masa, Mexico, DF: McGraw Hill, 2011.
- [35] Escomar, «Máquinas para tenería,» [En línea]. Available: <http://www.escomar.it/eng/sottovuoto-piani-es.html>. [Último acceso: 8 Marzo 2017].
- [36] Poletto S.T.A., «Máquinas para tenería,» [En línea]. Available: <http://www.polettosta.com/en/products.html>. [Último acceso: 7 Marzo 2017].
- [37] Strojovnit, «Planchado Hidráulico,» [En línea]. Available: <http://www.strojovnit.eu/cz/PDF/07495-P8-P9.pdf>. [Último acceso: 10 Marzo 2017].
- [38] Y. A. Cengel y M. A. Boles, Termodinámica, México: McGraw-Hill, 2012.

ANEXOS

2. ANEXOS

Anexo 1. Características técnicas de la cámara termográfica Flir i5 [23].



Características	FLIR i5	FLIR i7
Rango de temperatura	De -20° C a 250° C (de 32° F a 482° F)	
Almacenamiento de imágenes	5000 imágenes (tarjeta de memoria MicroSD)	
Emisividad	Tabla de emisividad de 0.1 a 1.0 ajustable	
Desempeño de imágenes/Presentación de imagen		
Frecuencia de la imagen	9Hz	
Campo de visión/distancia de enfoque mínima	25° x 25° / 0.6m (2 pies)	
Enfoque	Automático (profundidad de campo infinita)	
Sensibilidad térmica (N.E.T.D)	<0.1°C a 25°C	
Resolución Detector (píxeles)	80x80 píxeles	120x120 píxeles
Precisión	2%	
Rango espectral	7.5 a 13µm	
Pantalla	LCD a color de 7.1 cm (2.8")	
Paletas de colores	Grises, Arcoíris, Hierro	
Controles de configuración	Fecha/hora, °C/°F, 21 idiomas	
Punto/Área	Punto	Punto, Área, Isotherma
Tipo de batería	Ión de Litio	
Tiempo de duración de la batería	>4 horas, la pantalla muestra el estado de la batería	
Lentes	Integrados	
Sistema de recarga	En la cámara, adaptador CA	
Tiempo de recarga	3 horas al 90% de capacidad	
Operación de CA	Adaptador CA 100-240VCA, 50/60Hz	
Adaptador de voltaje	5 VCD de salida a la cámara	
Rango de temperatura de operación	De 0° C a 50° C (de 32° F a 122° F)	
Rango de temperatura de almacenaje	De -40° C a 70° C (de -40° F a 158° F)	
Humedad (operación y almacenaje)	De 20% al 80%, no condensación, IEC 359	
Impacto	25G, IEC 68-2-29	
Vibración	2G, IEC 68-2-6	
Galería de imágenes	Sí	
A prueba de agua y polvo	IP43	
Dimensiones/Peso	223x79x83mm (8.8x3.1x3.3 pulgadas)/340 gramos (<12 onzas)	
Garantía	2 años	

Anexo 2. Características de la trampa de vapor termodinámica td42l [24].



spirax/sarco

TI-S01-03
ST Issue 9

Trampa termodinámica para vapor TD42L y TD42H

Descripción

Las TD42L y TD42H son trampas termodinámicas con mantenimiento. La TD42L está específicamente diseñada para pequeños caudales de condensado y es ideal para drenaje de líneas. Para procesos en los que se dispone del TD42H. Para aplicaciones donde haya presencia de aire, se pueden suministrar con disco eliminador de aire y la versión se denomina TD42LA y TD42HA.

Todas las trampas tienen la superficie externa níquelada que proporciona resistencia a la oxidación y ahorro de energía.

Normativas

Este producto cumple totalmente con los requisitos de la Directiva Europea de Equipos a Presión 97/23/CE.

Certificaciones

Dispone de certificado de inspección final del fabricante. Nota: Los certificados/requisitos de inspección deben solicitarse con el pedido.

Tamaños y conexiones

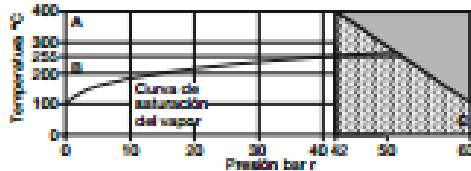
TD42L	1/2", 3/4", N° y 1"	rosca BSP o NPT
TD42H	1/2", N° y 1"	rosca BSP o NPT
TD42LA	1/2", N°, N° y 1"	rosca BSP o NPT
TD42HA	1/2" y N°	rosca BSP o NPT

Extras opcionales

Tapa aislante: para evitar que la trampa sea influida indbidamente por una pérdida excesiva de calor tal como la que tiene lugar cuando está sometida a temperaturas exteriores bajas, viento, lluvia, etc.

Válvula de purga: puede montar una válvula de purga BDV1 o BDV2 en la tapa del filtro, también puede ser taladrado y roscado a 1/2" BSP o NPT para montar un tapón.

Rango de operación (iso iso)

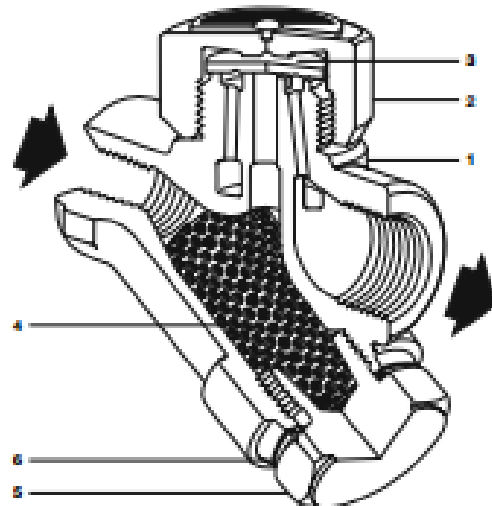


La trampa no puede trabajar en esta zona.

Para un rendimiento óptimo de la trampa el PMO no debe superar los 42 bar r.

A - C TD42L y TD42H
B - C TD42LA y TD42HA

Condiciones de diseño del cuerpo		PN25
PMA	Presión máxima admisible	63 bar r a 150°C
TMA	Temperatura máxima admisible	400°C a 42 bar r
Temperatura mínima admisible		0°C
PMO	Presión máxima de trabajo para vapor saturado	42 bar r
TMO	Temperatura máxima de trabajo TD42L y TD42H	400°C a 42 bar r
	TD42LA y TD42HA	350°C a 42 bar r
Temperatura mínima de trabajo		0°C
Presión mínima entrada para TD42L y TD42H		0,25 bar r
funcionamiento satisfactorio TD42LA y TD42HA		0,80 bar r
PMO%	Contrapresión máxima de trabajo no debe exceder el 80% de la presión de entrada.	
Prueba hidráulica:		65 bar r



Materiales

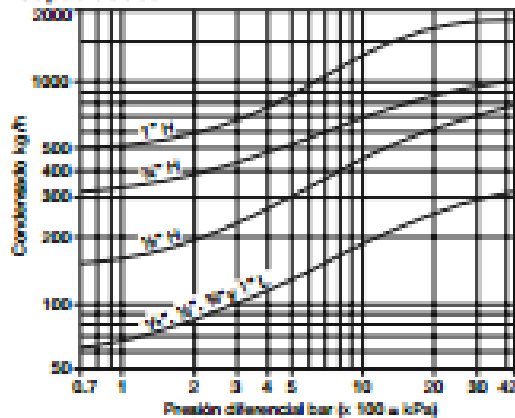
No. Parte	Material	
1	Cuerpo	Acero inoxidable ASTM A743 Gr. CA-42 F (acabado níquelado)
2	Tapa	Acero inoxidable AISI 416
3	Disco	Acero inoxidable SS 1449 420 S42
4	Filtro	Acero inoxidable SS 1449 304 S16
5	Tapón tornillo	Acero inoxidable AISI 416
6	Junta tapón	Acero inoxidable SS 1449 304 S16
7	Tapa aislante (extra opcional)	Aluminio

En beneficio del desarrollo y mejora del producto, nos reservamos el derecho de cambiar la especificación.

© Copyright 2007

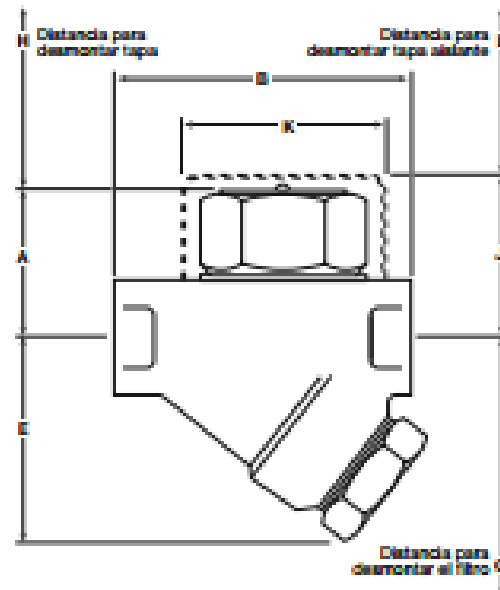
Trampas para vapor

Capacidades



Dimensiones/peso (aproximado) en mm y kg

Tamaño	A	B	E	G	H	J	K	L	Peso
1/2" L	41	78	55	85	30	52	57	38	0,82
3/4" L	41	78	55	85	30	52	57	38	0,75
1" L	44	85	60	100	30	52	57	38	0,95
1" L	48	95	65	100	30	58	57	38	1,50
1/2" H	41	78	55	85	41	57	57	38	0,80
3/4" H	47	80	60	100	41	63	57	38	1,00
1" H	53	96	66	100	41	-	-	-	1,50



Seguridad, Instalación y Mantenimiento

Para información de seguridad, instalación y mantenimiento ver instrucciones que acompañan al equipo (M-P068-34).

Nota de instalación:

Los TD42L y TD42H deben instalarse en tubería horizontal y a ser posible precedido de un codo.

Eliminación

Este producto es totalmente reciclable. No es perjudicial con el medio ambiente si se elimina con las precauciones adecuadas.

Como pasar pedido

Ejemplo: 1 Trampa termodinámica Spirax Sarco TD42L de 1/2" con conexiones roscadas BSP.

Recambios

Las piezas de recambio disponibles están indicadas con líneas de trazo continuo. Las piezas dibujadas con líneas de trazo, no se suministran como recambio.

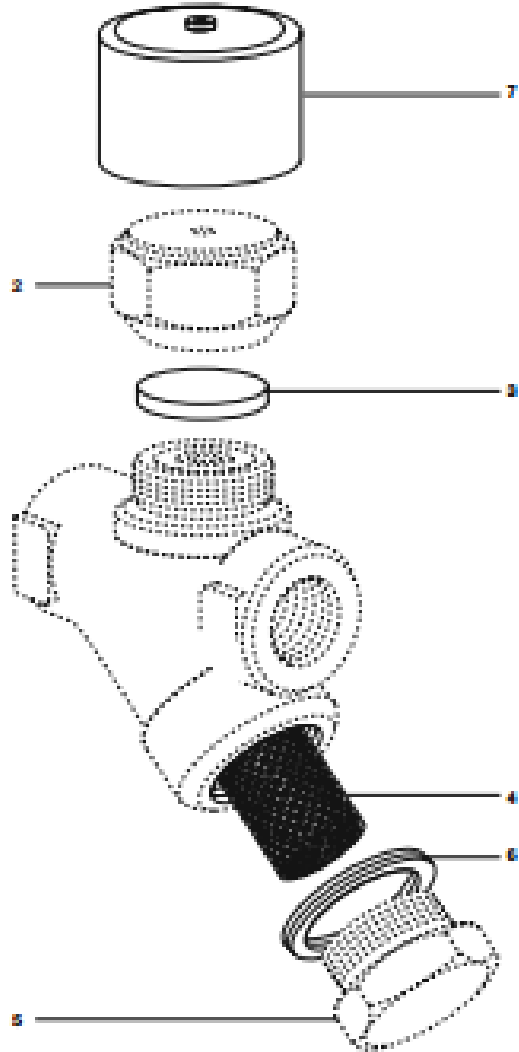
Recambios disponibles

Disco (3 unidades)	(TD42L o TD42H)	3
Disco y tamiz	(TD42LA o TD42HA)	3, 4, 5
Tamiz y junta tapón tamiz	(TD42L o TD42H)	4, 5
Tapa aislante		7
Junta tapón tamiz (3 unidades)		6

Como pasar pedido de recambios

Al pasar pedido debe usarse la nomenclatura señalada en el cuadro anterior, indicando el tamaño y tipo de trampa.

Ejemplo: 1 - Tamiz y junta para trampa termodinámica Spirax Sarco TD42L de 1/2".



Pares de apriete recomendados

Item	mm	N m
(TD42L - todas)	36 E/C	135 - 150
3 (TD42H - 1/2", 3/4")	41 E/C	180 - 200
(TD42H - 1")	55 E/C	250 - 275
5	32 E/C	M28 170 - 190

Anexo 4. Características de tuberías de acero al carbono [26].

TUBERIA PARA VAPOR TUBERIA SIN COSTURA Y ACCESORIOS CEDULA 40

Especificaciones Generales

Norma	ASTM A 53 GR B para conducción de fluidos
Recubrimiento	Negro o galvanizado
Largo normal	6.00 m.
Otros largos	Previa Consulta
Acabado	Natural
Otro acabado	Previa Consulta

Resistencia Mecánica

Resistencia a la tracción	60000 psi (42,2 Kg F/mm ²)
Límite de elasticidad	35000 psi (24,6 Kg F/mm ²)
Alargamiento	0.5%



DIAMETRO NOMINAL	EXTERIOR		ESPESOR		PRESION/PRUEBA		PESO
	mm	pulg	e		kg/cm ²	lb/pulg ²	kg/mit
			mm	pulg			
1/4"	13.70	0.54	2.24	0.08	49	700	0.63
3/8"	17.10	0.37	2.81	0.09	49	700	0.85
1/2"	21.30	0.84	2.77	0.10	49	700	1.27
3/4"	26.70	1.05	2.87	0.11	49	700	1.68
1"	33.40	1.31	3.38	0.13	49	700	2.50
1 1/4"	42.20	1.66	3.56	0.14	91	1300	3.38
1 1/2"	48.30	1.90	3.68	0.14	91	1300	4.05
2"	60.30	2.37	3.91	0.15	176	2500	5.44
2 1/2"	73.00	2.87	5.16	0.20	176	2500	8.62
3"	88.90	3.50	5.49	0.21	176	2500	11.29
4"	114.30	4.50	6.02	0.23	155	2210	16.07
5"	141.30	5.56	6.55	0.25	137	1950	21.78
6"	168.30	6.62	7.11	0.28	125	1780	28.26
8"	219.10	8.62	8.18	0.32	110	1570	42.53
10"	273.00	10.75	9.27	0.36	101	1430	60.29
12"	323.80	12.75	10.31	0.40	94	1340	79.65

Composición Química	Máximo porcentaje
Carbono	0.3
Manganeso	1.2
Fósforo	0.05
Azufre	0.05

Anexo 5. Cálculos

Datos	Fórmula	Valor
Área externa de la tubería (Ae)	$Ae = \frac{\pi D^2}{4}$	0,0006 m ²
Área interna de la tubería (Ai)	$Ai = \frac{\pi d^2}{4}$	0,0004 m ²
Velocidad media (Vm) (anexo 6)	$Vm = \frac{V1 + V2}{2}$	40 m/s
Radio interno (r1)	$r = \frac{d}{2}$	0,0119 m
Radio externo (r2)	$r = \frac{D}{2}$	0,0134 m
Espesor propuesto de aislamiento (ep) (anexo 3)		0,0254 m
Radio de aislamiento (r3)	$r3 = r2 + ep$	0,0388 m
Área de convección externa (Ao)	$Ao = 2\pi r3L$	0,2435 m ²
Área de convección interna (Ai)	$Ai = 2\pi r1L$	0,0748 m ²

Anexo 6. Velocidades recomendadas para dimensionamiento de tuberías [27].

Fluido	Presión (Lbs/Pulg ²)	Usuarios	Velocidad Razonable	
			Pies/Min	Km/Hr
Agua	50 -150	Servicios Generales	300 – 600	5.4 – 11
Agua	> 150	Alimentación a Calderas	600 – 1,200	11 – 22
Vapor Saturado	0 –15	Calefacción	4,000 – 6,000	73 – 109
Vapor Saturado	> 50	Varios	6,000 – 10,000	109 – 182
Vapor Sobrecalentado	> 200	Turbinas	10,000 – 15,000	182 - 274

Anexo 7. Propiedades térmicas del vapor de agua [28].

VAPOR DE AGUA HUMEDO

Temperatura °C	Densidad Kg/m ³		Calor específico kJ/Kg.°C		Conductividad térmica W/m.°C		Viscosidad dinámica $\eta \cdot 10^3$ (Kg/m.seg)		Número de Prandtl Pr	
	Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	Líquido	Vapor
0	1000	0,0049	4,21	1,86	0,569	0,0163	1,75	0,0085	13,00	0,97
5	1000	0,0068	4,20	1,86	0,578	0,0167	1,50	0,0087	10,90	0,96
10	1000	0,0094	4,19	1,86	0,587	0,0171	1,30	0,0088	9,29	0,96
15	999	0,0128	4,19	1,87	0,595	0,0175	1,14	0,0090	7,99	0,96
20	998	0,0173	4,18	1,87	0,603	0,0179	1,00	0,0092	6,95	0,96
25	997	0,0230	4,18	1,88	0,611	0,0183	0,89	0,0094	6,09	0,96
30	996	0,0304	4,18	1,88	0,618	0,0187	0,80	0,0095	5,39	0,96
40	992	0,0512	4,18	1,89	0,632	0,0195	0,59	0,0100	3,89	0,95
60	983	0,130	4,19	1,91	0,653	0,0212	0,46	0,0106	2,97	0,95
80	972	0,293	4,20	1,95	0,670	0,0229	0,351	0,0113	2,20	0,96
100	958	0,598	4,22	2,01	0,681	0,0248	0,279	0,1120	1,73	0,97
125	939	1,30	4,26	2,12	0,687	0,0273	0,220	0,0130	1,36	1,01
150	917	2,55	4,32	2,29	0,687	0,0300	0,181	0,0139	1,14	1,07
200	865	7,86	4,51	2,91	0,665	0,0375	0,134	0,0157	0,91	1,22
250	799	19,98	4,87	3,94	0,616	0,0495	0,107	0,0175	0,85	1,39
300	712	46,19	5,65	6,18	0,541	0,0720	0,085	0,0198	0,89	1,70

Anexo 8. Tablas de propiedades de vapor [29].

Vapor Saturado

Temperatura de Saturación	Presión	Entalpia Especifica del Agua (h _l)	Entalpia Especifica de Evaporación (h _{fg})	Entalpia Especifica del Vapor (h _g)	Densidad del Vapor (ρ _g)	Volumen Especifico del Vapor (v _g)	Entropia Especifica del Agua (s _l)	Entropia Especifica de Evaporación (s _{fg})	Entropia Especifica del Vapor (s _g)	Calor Especifico del Vapor (c _v)	Calor Especifico del Vapor (c _p)	Velocidad del sonido	Viscosidad Dinámica del Vapor	Coficiente Isentrópico (k)	Factor de Compresibilidad del Vapor
°C	kPa (kN/m ²) absoluto	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg	kg/m ³	m ³ /kg	kJ/kg K	kJ/kg K	kJ/kg K	kJ/kg K	kJ/kg K	m/s	kg/m s	(k)	
110.000	143.241	461.372	2229.93	2691.31	0.826009	1.21064	1.41862	5.82000	7.23862	1.54959	2.08194	477.788	1.26110E-05	1.31583	0.980666
115.000	169.019	482.570	2216.28	2698.85	0.964331	1.03699	1.47352	5.70985	7.18337	1.56237	2.10298	480.180	1.27830E-05	1.31485	0.978404
120.000	198.483	503.813	2202.42	2706.23	1.12083	0.892193	1.52782	5.60197	7.12979	1.57587	2.12554	482.493	1.29553E-05	1.31383	0.975958
125.000	232.014	525.102	2188.33	2713.43	1.29724	0.770866	1.58154	5.49624	7.07778	1.59014	2.14971	484.725	1.31277E-05	1.31279	0.973318
130.000	270.020	546.441	2174.00	2720.44	1.49538	0.668726	1.63470	5.39254	7.02724	1.60521	2.17560	486.872	1.33003E-05	1.31171	0.970478
135.000	312.930	567.832	2159.43	2727.26	1.71718	0.582352	1.68732	5.29077	6.97809	1.62112	2.20332	488.932	1.34730E-05	1.31061	0.967430
140.000	361.195	589.279	2144.59	2733.87	1.96467	0.508993	1.73942	5.19083	6.93025	1.63791	2.23299	490.902	1.36457E-05	1.30947	0.964168
145.000	415.291	610.784	2129.47	2740.26	2.24000	0.446429	1.79102	5.09261	6.88363	1.65562	2.26474	492.779	1.38184E-05	1.30831	0.960684
150.000	475.717	632.351	2114.06	2746.41	2.54544	0.392859	1.84213	4.99602	6.83815	1.67429	2.29871	494.560	1.39910E-05	1.30713	0.956971
155.000	542.993	653.983	2098.34	2752.33	2.88339	0.346814	1.89278	4.90096	6.79374	1.69397	2.33504	496.242	1.41635E-05	1.30592	0.953023
160.000	617.663	675.685	2082.30	2757.99	3.25635	0.307092	1.94298	4.80734	6.75033	1.71468	2.37387	497.822	1.43359E-05	1.30469	0.948833
165.000	700.293	697.461	2065.91	2763.38	3.66700	0.272702	1.99276	4.71508	6.70784	1.73648	2.41539	499.297	1.45082E-05	1.30344	0.944395
170.000	791.471	719.316	2049.17	2768.49	4.11814	0.242828	2.04213	4.62410	6.66623	1.75941	2.45975	500.663	1.46803E-05	1.30218	0.939702
175.000	891.805	741.255	2032.05	2773.30	4.61274	0.216791	2.09111	4.53431	6.62541	1.78350	2.50714	501.916	1.48525E-05	1.30091	0.934748
180.000	1001.93	763.283	2014.54	2777.82	5.15394	0.194026	2.13971	4.44563	6.58534	1.80879	2.55776	503.054	1.50245E-05	1.29963	0.929528
185.000	1122.49	785.407	1996.61	2782.01	5.74505	0.174063	2.18797	4.35798	6.54594	1.83531	2.61183	504.072	1.51966E-05	1.29834	0.924035
190.000	1254.17	807.632	1978.25	2785.88	6.38960	0.156504	2.23589	4.27129	6.50718	1.86311	2.66957	504.967	1.53688E-05	1.29706	0.918263
195.000	1397.65	829.966	1959.43	2789.40	7.09132	0.141017	2.28350	4.18548	6.46898	1.89221	2.73124	505.734	1.55412E-05	1.29579	0.912206
200.000	1553.65	852.416	1940.14	2792.56	7.85421	0.127320	2.33082	4.10048	6.43130	1.92266	2.79709	506.370	1.57138E-05	1.29453	0.905857

Anexo 9. Tablas de emisividad [30].

TOTAL EMISSIVITY OF VARIOUS SURFACES

MATERIAL	TEMPERATURE °C	*EMISSIVITY
Alloys		
20Ni-25Cr-55Fe, oxidized.....	200.....	0.90
.....	500.....	0.97
60Ni-12Cr-28Fe, oxidized.....	270.....	0.89
.....	560.....	0.82
80Ni-20Cr, oxidized.....	100.....	0.87
.....	600.....	0.87
.....	1300.....	0.89
Aluminum		
Polished.....	100.....	0.095
Highly Polished.....	50-500.....	0.04-0.06
Unoxidized.....	25.....	0.022
.....	100.....	0.028
.....	500.....	0.060
Oxidized.....	200.....	0.11
.....	600.....	0.19
Commercial Sheet.....	100.....	0.090
Anodized Sheet, Chromic Acid Proc.....	100.....	0.55
Heavily Oxidized.....	93-504.....	0.2-0.31
Aluminum Oxide.....	500-827.....	0.42-0.26
Asbestos		
Board.....	20.....	0.96
Cement.....	0-200.....	0.96
Cloth.....	93.....	0.90
Paper.....	0-100.....	0.95
Asphalt.....		
.....	Ambient.....	0.90-0.98
Oil, on polished metal		
.001" Thick.....	Ambient.....	0.27
.002" Thick.....	Ambient.....	0.46
.005" Thick.....	Ambient.....	0.72
Bismuth, Unoxidized.....		
.....	25.....	0.048
.....	100.....	0.061
Brass		
Polished.....	200.....	0.03
Unoxidized.....	25.....	0.035
.....	100.....	0.035
Oxidized.....	200.....	0.61
.....	600.....	0.59
Rolled Sheet.....	20.....	0.06
Brick		
Building.....	1000.....	0.450
Red, rough, no gross irregularities.....	20.....	0.930
Grog, Brick, glazed.....	1100.....	0.750
Silica Brick.....	1000.....	0.80
.....	1100.....	0.85
Fire Brick.....	1000.....	0.750

*When range of values for temperature and emissivity are given, end points correspond and linear interpolation of emissivity is acceptable.

TOTAL EMISSIVITY OF VARIOUS SURFACES

MATERIAL	TEMPERATURE °C	*EMISSIVITY
	1400	0.18
Propellant:		
Liquid rocket engine	600-4500	0.900
Quartz		
Rough, fused	21	0.930
Glass, 1.98mm Thick	282-838	0.900-0.410
Glass, 6.88mm Thick	300-838	0.930-0.470
Opaque	300-838	0.920-0.680
Roofing Paper	21	0.910
Silica (98 Si O ₂ , Fe-free) effect of grain size, microns		
10 microns	1010-1566	0.420-0.330
70-600 microns	1010-1566	0.620-0.460
Silver		
Polished	100	0.052
Cleaned Polished	200-600	0.02-0.03
Unoxidized	100	0.02
	500	0.035
Stainless Steel 18-8		
Buffed	20	0.160
Polished	93	0.16
	371	0.19
Oxidized	93-371	0.83
Stainless Steel 303	316	0.74
Oxidized	1093	0.87
Stainless Steel 304 (8Cr, 18Ni) light silvery, rough brown, after heating	216-490	0.440-0.360
After 42 hours of heating at 527°C	216-527	0.620-0.730
Stainless Steel 310 (25Cr, 20Ni) Brown, splotched, oxidized from furnace service	216-527	0.900-0.970
Stainless Steel		
Allegheny metal No. 4, polished	100	0.130
Allegheny metal No. 66, polished	100	0.110
Steel		
Alloyed (8%Ni, 18%Cr)	500	0.35
Aluminized	50-500	0.79

*When range of values for temperature and emissivity are given, end points correspond and linear interpolation of emissivity is acceptable.

Mikron Instrument Company, Inc.

TOTAL EMISSIVITY OF VARIOUS SURFACES

MATERIAL	TEMPERATURE °C	*EMISSIVITY
Dull Nickel Plated.....	20.....	0.11
Flat, Rough Surface.....	50.....	0.95-0.98
Cast, Polished.....	750-1050.....	0.52-0.56
Calorized, Oxidized.....	200.....	0.52
.....	600.....	0.57
Sheet Steel, Ground.....	938-1100.....	0.550-0.610
Sheet Steel, Rolled.....	21.....	0.660
Sheet Steel, Strong, Rough Oxide Layer.....	24.....	0.800
Sheet with Shiny layer of oxide.....	20.....	0.82
Oxidized.....	25.....	0.80
.....	200.....	0.79
.....	600.....	0.79
Unoxidized.....	100.....	0.08
Molten Steel.....	1500-1650.....	0.420-0.530
.....	1520-1650.....	0.430-0.40
Molten Mild Steel.....	1600-1800.....	0.280
Molten Steel, various with 0.25-1.2% (slightly oxidized surfaces.).....	1560-1710.....	0.270-0.390
Molten Steel, unoxidized.....	Liquid.....	0.280
Steel Plate, Rough.....	40.....	0.94
.....	400.....	0.97
.....	600.....	0.57
Tantalum		
Unoxidized.....	1500.....	0.21
.....	2000.....	0.26
Filament.....	1327-3000.....	0.190-0.310
Thorium Oxide.....	277-500.....	0.580-0.360
Tin		
Unoxidized.....	25.....	0.05
Commercial tin-plated sheet iron.....	100.....	0.070-0.080
Tungsten		
Filament, aged.....	27-3316.....	0.320-0.350
Filament.....	3316.....	0.390
Unoxidized.....	25.....	0.024
.....	100.....	0.032
.....	500.....	0.071
.....	1000.....	0.15
.....	1500.....	0.23
.....	2000.....	0.28
Turbojet Engine Operating.....	350-600.....	0.900
Water.....	Ambient.....	0.96
Wood		
Spruce, sanded.....	93.....	0.82
Oak, planed.....	0-200.....	0.89

*When range of values for temperature and emissivity are given, end points correspond and linear interpolation of emissivity is acceptable.

Mikron Instrument Company, Inc.

Anexo 10. Propiedades térmicas de algunos materiales [31].

Propiedades a 20°C		Densidad ρ Kg/m ³	Calor especif J/kg°K	Conduct. k W/m°K	Difusividad $\alpha \times 10^5$ m ² /seg	Conductividad térmica en (W/m°C) a la temperatura en °C:														
Aleaciones	Composición					-100	0°C	100	200	300	400	600	800	1000						
Duraluminio	94-96% Al; 3-5% Cu	2787	833	164	6,680	126	159	182	194											
Siluminio	87% Al; 1,33% Si	2659	871	164	7,100	119	137	144	152	161										
Alusil	80% Al; 20% Si	2627	854	161	7,172	144	157	168	175	178										
Al-Mg-Si	97% Al; 1% Mg; 1% Si	2707	8922	177	7,311		175	189	204											
Bronce de aluminio	95% Cu; 5% Al	8666	410	83	2,330															
Bronce	75% Cu; 25% Sn	8666	343	26	0,860															
Latón rojo	85% Cu; 9% Sn; 6% Zn	8714	385	61	1,804		59	71												
Latón	70% Cu; 30% Zn	8522	385	111	3,412	88		128	144	147	147									
Plata alemana	62% Cu; 15% Ni; 22% Zn	8618	394	24,9	0,733	19,2		31	40	45	48									
Constantán	60% Cu; 40% Ni	8922	410	22,7	0,612	21		22	26											
Fundición	4% C	7272	420	52	1,702															
Acero al carbono	0,5% C	7833	465	54	1,474		55	52	48	45	42	35	31	29						
	1% C	7801	473	43	1,172		43	43	42	40	36	33	29	28						
	1,5% C	7753	486	36	0,970		36	36	36	35	33	31	28	28						
Acero al cromo	1% Cr	7865	460	61	1,665		62	55	52	47	42	36	33	33						
	5% Cr	7833	460	40	1,110		40	38	36	36	33	29	29	29						
	20% Cr	7689	460	40	1,11		22	22	22	22	24	24	26	29						
Acero al níquel	10% Ni	7945	460	26	0,720															
	20% Ni	7993	460	19	0,526															
	40% Ni	8169	460	10	0,279															
	60% Ni	8378	460	19	0,493															
	80% Ni	8618	0,46	35	0,872															
	Invar 36% Ni	8,137	460	10,7	0,286															
Acero al Cr-Ni	15% Cr; 10% Ni	7865	460	19	0,526															
	15% Cr; 40% Ni	8073	460	11,6	0,305															
	18% Cr; 8% Ni	7817	460	16,3	0,444		16	17	17	19	19	22	27	31						
	20% Cr; 15% Ni	7833	460	15,1	0,415															
	25% Cr; 20% Ni	7865	460	12,8	0,361															
Acero al manganc	1% Mn	7865	460	50	1,388															
	5% Mn	7849	460	22	0,637															
Acero al silicio	1% Si	7769	460	42	1,164															
	5% Si	7417	460	19	0,555															
Acero al tungsteno	1% W	7913	448	66	1,858															
	5% W	8073	435	54	1,525															
	10% W	8314	419	48	1,391															
Ni-Cr	90% Ni; 10% Cr	8666	444	17	0,444		17	19	21	23	25									
	80% Ni; 20% Cr	8314	444	12,6	0,343		12	14	16	17	18	23								
Mg-Al; electrol.	Mg; 7% Al; 1,5% Zn;	1810	1000	66	3,605		52	62	74	83										

Anexo 11. Conductividad térmica de la lana de vidrio [25].

Temp. ▲ Media °F BTU pulg/h pie ² °F		Temp. ▲ Media °C W/m°C	
50	0.22	10	0.032
75	0.23	25	0.034
100	0.24	50	0.037
150	0.27	100	0.043
200	0.29	125	0.047
250	0.32	150	0.051
300	0.35	175	0.056
350	0.39	200	0.062
400	0.43	225	0.068
450	0.48	250	0.075
500	0.54	275	0.082

▲ Temperatura promedio de la temperatura de operación y la temperatura superficie.

Anexo 12. Características del aislamiento lana de vidrio [32].

DIMENSIONES

Diámetro: desde ½" hasta 12" en espesores de aislamiento de 1" a 3".

Para especificar mayores espesores, diferentes a los nominales: hasta 4", se puede usar 1 ó varias capas anidadas.

EMPAQUE

Tapas de cartón con termoencogible.

CAÑUELAS AMPLIO RANGO



(*)Para cañuelas sin foil



Aislamiento acústico y térmico de lana mineral de vidrio biosoluble, preformada en forma de medias cañas para aislar tuberías calientes y frías, con temperaturas hasta 454°C (850°F) y con diámetro nominal desde ½" hasta 12".

Disponibles con y sin laminado de foil de aluminio FRK.

USOS

Para aislar sistemas de tuberías, incluyendo las de transporte de vapor, calefacción, enfriamiento, agua para uso doméstico caliente, fría, sistemas sanitarios y tuberías especializadas en plantas de potencia y procesos industriales.



ESPECIFICACIONES TÉCNICAS

DESEMPEÑO TÉRMICO (CONDUCTIVIDAD TÉRMICA)	LÍMITES DE OPERACIÓN	CARACTERÍSTICAS DE COMBUSTIÓN DE LA SUPERFICIE	ABSORCIÓN DE VAPOR DE AGUA
0.034 W/m.°C a Temp. Media 24°C (0.24 BTU.in/hr.ft².°F a 75°F Temp. Media)	Max. 454°C (850°F)	Índice de propagación de llama <25 Índice de propagación de humo <50 ASTM E84 UL 723 (*)	< 5% en peso

Anexo 13. Cálculo del espesor de aislante para tuberías de vapor.

Datos	Simbología	Unidad	Tubería 1	Tubería 2	Tubería 3	Tubería 4
Diámetro nominal	Dn	plg	2 1/2	2	1 1/2	1 1/4
Diámetro externo de la tubería (<i>anexo 4</i>)	D	m	0,0730	0,0603	0,0483	0,0422
Diámetro interno de la tubería (<i>anexo 4</i>)	d	m	0,0678	0,0564	0,0446	0,0386
Área externa de la tubería (<i>anexo 5</i>)	Ae	m ²	0,0042	0,0029	0,0018	0,0014
Área interna de la tubería (<i>anexo 5</i>)	Ai	m ²	0,0036	0,0025	0,0016	0,0012
Velocidad media (<i>anexo 5</i>)	Vm	m/s	40	40	40	40
Conductividad térmica (<i>anexo 6</i>)	k	W/m°C	0,036	0,034	0,034	0,034
Calor específico (<i>anexo 7</i>)	Cp	J/kg°C	2731,24	2526,99	2526,99	2526,99
Viscosidad dinámica (<i>anexo 8</i>)	μ	N/s/	1,55E-05	1,49E-05	1,49E-05	1,49E-05
Volumen específico (<i>anexo 8</i>)	v	/kg	0,1410	0,2073	0,2073	0,2073
Densidad (<i>anexo 8</i>)	ρ	kg/	7,0913	4,8235	4,8235	4,8235
Temperatura del vapor (<i>anexo 8</i>)	Ti	°C	195	177	177	177
Flujo másico	m	Kg/s	1,0241	0,4820	0,3014	0,2258
Coefficiente de convección del vapor	hi	W/m ² °C	975,8840	708,6526	742,7150	764,4898
Temperatura ambiente	Ta	°C	25	25	25	25
Temperatura externa de la tubería	Ts	°C	40	40	40	40
Coefficiente de Stefan-Boltzman	σ		5,67E-08	5,67E-08	5,67E-08	5,67E-08
Emisividad chapa de acero (<i>anexo 9</i>)	ε		0,79	0,79	0,79	0,79
Conductividad térmica del acero (<i>anexo 10</i>)	k	W/m.°C	42	42	42	42
Coefficiente de convección del ambiente	ho	W/m ² °C	10,1094	10,3539	10,6530	10,8432
Radio externo (<i>anexo 5</i>)	r2	m	0,0365	0,0302	0,0242	0,0211
Radio interno (<i>anexo 5</i>)	r1	m	0,0339	0,0282	0,0223	0,0193

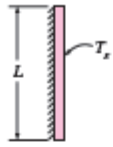
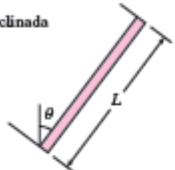


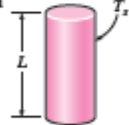

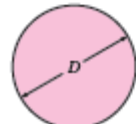
Espesor propuesto de aislamiento (<i>anexo 3</i>)	ep	m	0,0254	0,0381	0,0381	0,0381
Radio de aislamiento (<i>anexo 5</i>)	r3p	m	0,0619	0,0683	0,0623	0,0592
Área de convección externa (<i>anexo 5</i>)	Ao	m ²	0,3889	0,4288	0,3911	0,3720
Área de convección interna (<i>anexo 5</i>)	Ai	m ²	0,2130	0,1772	0,1401	0,1213
Longitud	L	m	1	1	1	1
Conductividad térmica del aislante (<i>anexo 11</i>)	k aisl	W/m °C	0,053	0,044	0,044	0,044
Resistencia 1	R1	°C/W	0,0048	0,0080	0,0096	0,0108
Resistencia 2	R2	°C/W	0,00028	0,00025	0,00030	0,00034
Resistencia 4	R4	°C/W	0,2543	0,2252	0,2400	0,2479
Calor	Q	W	58,9773	66,6008	62,5002	60,4993
Resistencia 3	R3	°C/W	2,6230	2,0488	2,1821	2,2534
Radio del aislante	r3	m	0,0874	0,0531	0,0441	0,0393
Recálculo de valores						
Número de iteraciones	# it		2	2	3	3
Promedio de radio (r3) último	$\bar{r3}$	m	0,0750	0,0589	0,0507	0,0466
Resistencia 1	R1	°C/W	0,0048	0,0080	0,0096	0,0108
Resistencia 2	R2	°C/W	0,00028	0,00025	0,00030	0,00034
Resistencia 4	R4	°C/W	0,2100	0,2612	0,2944	0,3147
Calor	Q	W	71,4312	57,4332	50,9444	47,6588
Resistencia 3	R3	°C/W	2,1648	2,3772	2,6793	2,8635
Radio del aislante	r3	m	0,0751	0,0582	0,0507	0,0466
Espesor de aislamiento	ra	m	0,039	0,028	0,027	0,026
Espesor de aislamiento	<i>e aislamient</i>	plg	1,54	1,10	1,06	1,01

Anexo 14. Propiedades físico químicas de algunos combustibles [33].

Combustíveis	Poder Calorífico Inferior (PCI) [1]					Poder Calorífico Superior (PCS) [1]					Densidade		
	Gasosos @ 0 C and 1 atm						Líquidos						
	Btu/ft3 [2]	Btu/lb [3]	MJ/kg [4]	kWh/kg	kcal/kg	Btu/ft3 [2]	Btu/lb [3]	MJ/kg [4]	kWh/kg	kcal/kg	grams/ft3	g/cm3	g/l
Gás Natural	983	20.267	47	13	11.259	1.089	22.453	52	15	12.474	22	0.777	
Hidrogênio	290	51.682	120	33	28.712	343	61.127	142	39	33.959	3	0.90	
Gás Refinaria	1.458	20.163	47	13	11.201	1.584	21.905	51	14	12.169	33	1.158	
Petróleo Cru	129.670	18.352	43	12	10.195	138.350	19.580	46	13	10.878	3.205	0.847	847
Gasolina	116.090	18.679	43	12	10.377	124.340	20.007	47	13	11.115	2.819	0.745	745
Reformulated or low-sulfur gasoline	113.602	18.211	42	12	10.117	121.848	19.533	45	13	10.851	2.830	0.747	747
CA reformulated gasoline	113.927	18.272	42	12	10.151	122.174	19.595	46	13	10.886	2.828	0.747	747
Diesel	128.450	18.397	43	12	10.221	137.380	19.676	46	13	10.931	3.167	0.837	837
Diesel baixo enxofre	129.488	18.320	43	12	10.178	138.490	19.594	46	13	10.885	3.206	0.847	847
Petroleum naphtha	116.920	19.320	45	12	10.733	125.080	20.669	48	13	11.482	2.745	0.725	725
NG-based FT naphtha	111.520	19.081	44	12	10.601	119.740	20.488	48	13	11.382	2.651	0.700	700
Residual oil	140.353	16.968	39	11	9.426	150.110	18.147	42	12	10.082	3.752	0.991	991
Methanol	57.250	8.639	20	6	4.799	65.200	9.838	23	6	5.466	3.006	0.794	794
Ethanol	76.330	11.587	27	7	6.437	84.530	12.832	30	8	7.129	2.988	0.789	789
Butanol	99.837	14.775	34	10	8.208	108.458	16.051	37	10	8.917	3.065	0.810	810
Acetone	83.127	12.721	30	8	7.067	89.511	13.698	32	9	7.610	2.964	0.783	783
E-Diesel Additives	116.090	18.679	43	12	10.377	124.340	20.007	47	13	11.115	2.819	0.745	745
Liquefied petroleum gas (LPG)	84.950	20.038	47	13	11.132	91.410	21.561	50	14	11.979	1.923	0.508	508
Liquefied natural gas (LNG)	74.720	20.908	49	14	11.616	84.820	23.734	55	15	13.186	1.621	0.428	428
Dimethyl ether (DME)	68.930	12.417	29	8	6.898	75.610	13.620	32	9	7.567	2.518	0.665	665
Dimethoxy methane (DMM)	72.200	10.061	23	7	5.590	79.197	11.036	26	7	6.131	3.255	0.860	860
Methyl ester (biodiesel, BD)	119.550	16.134	38	10	8.963	127.960	17.269	40	11	9.594	3.361	0.888	888
Fischer-Tropsch diesel (FTD)	123.670	18.593	43	12	10.329	130.030	19.549	45	13	10.861	3.017	0.797	797
Renewable Diesel I (SuperCetane)	117.059	18.729	44	12	10.405	125.294	20.047	47	13	11.137	2.835	0.749	749
Renewable Diesel II (UOP-HDO)	122.887	18.908	44	12	10.504	130.817	20.128	47	13	11.182	2.948	0.779	779
Renewable Gasoline	115.983	18.590	43	12	10.328	124.230	19.911	46	13	11.062	2.830	0.748	748
Liquid Hydrogen	30.500	51.621	120	33	28.678	36.020	60.964	142	39	33.869	268	0.071	71
Methyl tertiary butyl ether (MTBE)	93.540	15.094	35	10	8.385	101.130	16.319	38	11	9.066	2.811	0.743	743
Ethyl tertiary butyl ether (ETBE)	96.720	15.613	36	10	8.674	104.530	16.873	39	11	9.374	2.810	0.742	742
Tertiary amyl methyl ether (TAME)	100.480	15.646	36	10	8.692	108.570	16.906	39	11	9.392	2.913	0.770	770
Butane	94.970	19.466	45	13	10.814	103.220	21.157	49	14	11.754	2.213	0.585	585
Isobutane	90.060	19.287	45	12	10.715	98.560	21.108	49	14	11.726	2.118	0.560	560
Isobutylene	96.720	19.271	45	12	10.706	103.610	20.730	48	13	11.571	2.253	0.566	566

Anexo 15. Correlaciones empíricas del número de Nusselt [34].

Correlaciones empíricas del número promedio de Nusselt para la convección natural sobre superficies

Configuración geométrica	Longitud característica L_c	Intervalo de Ra	Nu
<p>Placa vertical</p> 	L	$10^4 - 10^9$ $10^{10} - 10^{13}$ Todo el intervalo	$Nu = 0.59Ra_L^{1/4}$ (9-19) $Nu = 0.1Ra_L^{1/3}$ (9-20) $Nu = \left\{ 0.825 + \frac{0.387Ra_L^{1/6}}{[1 + (0.492/Pr)^{3/4}]^{1/4}} \right\}^2$ (9-21) (compleja pero más exacta)
<p>Placa inclinada</p> 	L		Utilídense las ecuaciones de la placa vertical para la superficie superior de una placa fría y la superficie inferior de una placa caliente Reemplácese g por $g \cos \theta$ para $0 < \theta < 60^\circ$
<p>Placa horizontal (Área superficial A y perímetro p) a) Superficie superior de una placa caliente (o superficie inferior de una placa fría)</p> 	A_s/p	$10^4 - 10^7$ $10^7 - 10^{11}$	$Nu = 0.54Ra_L^{1/4}$ (9-22) $Nu = 0.15Ra_L^{1/3}$ (9-23)
<p>b) Superficie inferior de una placa caliente (o superficie superior de una placa fría)</p> 		$10^5 - 10^{11}$	$Nu = 0.27Ra_L^{1/4}$ (9-24)
<p>Cilindro vertical</p> 	L		Un cilindro vertical puede tratarse como una placa vertical cuando $D \geq \frac{35L}{Gr_L^{1/4}}$
<p>Cilindro horizontal</p> 	D	$Ra_D \leq 10^{12}$	$Nu = \left\{ 0.6 + \frac{0.387Ra_D^{1/6}}{[1 + (0.559/Pr)^{3/4}]^{1/4}} \right\}^2$ (9-25)
<p>Esfere</p> 	D	$Ra_D \leq 10^{11}$ ($Pr \geq 0.7$)	$Nu = 2 + \frac{0.589Ra_D^{1/4}}{[1 + (0.469/Pr)^{3/4}]^{1/4}}$ (9-26)

Anexo 16. Propiedades del aire a la presión de 1 atm [34].

Temp (°C)	Conductividad Térmica (k) W/m°K	Viscosidad Cinemática (v) m ² /s	Número de Prandtl (Pr)
0	0,02364	1,338E-05	0,7362
10	0,02439	1,426E-05	0,7336
20	0,02514	1,516E-05	0,7309
25	0,02551	1,562E-05	0,7296
26	0,02558	1,571E-05	0,7293
27	0,02566	1,580E-05	0,7290
28	0,02573	1,590E-05	0,7288
29	0,02581	1,599E-05	0,7285
30	0,02588	1,608E-05	0,7282
31	0,02595	1,617E-05	0,7279
32	0,02603	1,627E-05	0,7276
33	0,02610	1,636E-05	0,7274
34	0,02618	1,646E-05	0,7271
35	0,02625	1,655E-05	0,7268
36	0,02632	1,664E-05	0,7265
37	0,02640	1,674E-05	0,7263
38	0,02647	1,683E-05	0,7260
39	0,02655	1,693E-05	0,7258
40	0,02662	1,702E-05	0,7255
41	0,02669	1,712E-05	0,7252
42	0,02677	1,721E-05	0,7249
43	0,02684	1,731E-05	0,7247
44	0,02692	1,740E-05	0,7244
45	0,02699	1,750E-05	0,7241
46	0,02706	1,760E-05	0,7238
47	0,02713	1,769E-05	0,7236
48	0,02721	1,779E-05	0,7233
49	0,02728	1,788E-05	0,7231
50	0,02735	1,798E-05	0,7228
51	0,02742	1,808E-05	0,7225
52	0,02750	1,818E-05	0,7223
53	0,02757	1,827E-05	0,7220
54	0,02764	1,837E-05	0,7218
55	0,02772	1,847E-05	0,7215
56	0,02779	1,857E-05	0,7212
57	0,02786	1,867E-05	0,7210
58	0,02793	1,876E-05	0,7207
59	0,02801	1,886E-05	0,7205
60	0,02808	1,896E-05	0,7202
70	0,02881	1,995E-05	0,7177
76	0,02924	2,056E-05	0,7163
77	0,02931	2,066E-05	0,7161
78	0,02939	2,077E-05	0,7159
79	0,02946	2,087E-05	0,7156
80	0,02953	2,097E-05	0,7154

Anexo 17. Fórmulas utilizadas para el cálculo de pérdidas térmicas: **a)** Secador al vacío, **b)** Pigmentadora rotativa, **c)** Plancha.

SECADOR AL VACÍO			
DATOS	UNIDAD	FÓRMULA	
		Posición de las superficies	
		Vertical	Horizontal cara hacia arriba
Temperatura de película	°C	$T_f = \frac{T_s + T_o}{2}$	$T_f = \frac{T_s + T_o}{2}$
Longitud característica	m	$L = l$	$L_c = \frac{As}{p} = \frac{b * h}{2(b + h)}$
Coefficiente de expansión volumétrica	°C ⁻¹	$\beta = \frac{1}{T_f}$	$\beta = \frac{1}{T_f}$
Número de Rayleigh		$Ra_L = Gr_L * Pr = \frac{g * \beta(T_s - T_o) L^3}{\nu^2} Pr$	$Ra_L = Gr_L * Pr = \frac{g * \beta(T_s - T_o) L_c^3}{\nu^2} Pr$
Nusselt *		$Nu = \left\{ 0,825 + \frac{0,387 Ra^{1/6}}{\left[1 + (0,492/Pr)^{9/16} \right]^{1/4}} \right\}$	$Nu = 0,15 Ra^{1/3}$
Coefficiente de convección	W/m ² °C	$h = \frac{Nu * k}{L}$	$h = \frac{Nu * k}{L_c}$
Área de transferencia de calor	m ²	$A = b * l$	$A = b * l$
Calor por convección	W	$Q_{conv} = hA(T_s - T_o)$	$Q_{conv} = hA(T_s - T_o)$
Calor por radiación	W	$Q_{rad} = \varepsilon A \sigma (T_s^4 - T_o^4)$	$Q_{rad} = \varepsilon A \sigma (T_s^4 - T_o^4)$
Calor total	W	$Q_{tot} = Q_{conv} + Q_{rad}$	$Q_{tot} = Q_{conv} + Q_{rad}$

*Depende de intervalo de número de Rayleigh (Anexo 15).

b) Pigmentadora rotativa.

PIGMENTADORA ROTATIVA					
DATOS	UNIDAD	FÓRMULA			
		Posición de las superficies			
		Vertical	Inclinada	Horizontal cara hacia arriba	Horizontal cara hacia abajo
Temperatura de película	°C	$T_f = \frac{T_s + T_o}{2}$	$T_f = \frac{T_s + T_o}{2}$	$T_f = \frac{T_s + T_o}{2}$	$T_f = \frac{T_s + T_o}{2}$
Longitud característica	m	$L = l$	$L_c = \frac{As}{p} = \frac{b \cdot h}{2(b+h)}$	$L_c = \frac{As}{p} = \frac{b \cdot h}{2(b+h)}$	$L_c = \frac{As}{p} = \frac{b \cdot h}{2(b+h)}$
Coefficiente de expansión volumétrica	°C ⁻¹	$\beta = \frac{1}{T_f}$	$\beta = \frac{1}{T_f}$	$\beta = \frac{1}{T_f}$	$\beta = \frac{1}{T_f}$
Número de Rayleigh		$Ra_L = \frac{g \cdot \beta (T_s - T_o) L^3}{\nu^2} Pr$	$Ra_L = \frac{(g \cdot \cos \theta) \cdot \beta (T_s - T_o) L^3}{\nu^2} Pr$	$Ra_L = \frac{g \cdot \beta (T_s - T_o) L_c^3}{\nu^2} Pr$	$Ra_L = \frac{g \cdot \beta (T_s - T_o) L_c^3}{\nu^2} Pr$
Nusselt *		$Nu = \left\{ 0,825 + \frac{0,387 Ra^{1/6}}{\left[1 + (0,492/Pr)^{9/16} \right]^{3/27}} \right\}$	$Nu = 0,56 (Ra_L \cdot \cos \theta)^{1/3}$	$Nu = 0,15 Ra^{1/3}$	$Nu = 0,27 Ra^{1/4}$
Coefficiente de convección	W/m ² °C	$h = \frac{Nu \cdot k}{L}$	$h = \frac{Nu \cdot k}{L_c}$	$h = \frac{Nu \cdot k}{L_c}$	$h = \frac{Nu \cdot k}{L_c}$
Área de transferencia de calor	m ²	$A = b \cdot l$	$A = b \cdot l$	$A = b \cdot l$	$A = b \cdot l$
Calor por convección	W	$Q_{conv} = hA(T_s - T_o)$	$Q_{conv} = hA(T_s - T_o)$	$Q_{conv} = hA(T_s - T_o)$	$Q_{conv} = hA(T_s - T_o)$
Calor por radiación	W	$Q_{rad} = \varepsilon A \sigma (T_s^4 - T_o^4)$	$Q_{rad} = \varepsilon A \sigma (T_s^4 - T_o^4)$	$Q_{rad} = \varepsilon A \sigma (T_s^4 - T_o^4)$	$Q_{rad} = \varepsilon A \sigma (T_s^4 - T_o^4)$
Calor total	W	$Q_{tot} = Q_{conv} + Q_{rad}$	$Q_{tot} = Q_{conv} + Q_{rad}$	$Q_{tot} = Q_{conv} + Q_{rad}$	$Q_{tot} = Q_{conv} + Q_{rad}$

* Depende del intervalo del número de Rayleigh (Anexo 15).

c) Plancha.

PLANCHA			
DATOS	UNIDAD	FÓRMULA	
		Posición de las superficies	
		Vertical	Horizontal cara hacia abajo
Temperatura de película	°C	$T_f = \frac{T_s + T_o}{2}$	$T_f = \frac{T_s + T_o}{2}$
Longitud característica	m	$L = l$	$L_c = \frac{As}{p} = \frac{b \cdot h}{2(b+h)}$
Coefficiente de expansión volumétrica	°C ⁻¹	$\beta = \frac{1}{T_f}$	$\beta = \frac{1}{T_f}$
Número de Rayleigh		$Ra_L = Gr_L \cdot Pr = \frac{g \cdot \beta (T_s - T_o) L^3}{\nu^2} Pr$	$Ra_L = Gr_L \cdot Pr = \frac{g \cdot \beta (T_s - T_o) L_c^3}{\nu^2} Pr$
Nusselt *		$Nu = \left\{ 0,825 + \frac{0,387 Ra^{1/6}}{\left[1 + (0,492/Pr)^{9/16} \right]^{1/4}} \right\}$	$Nu = 0,27 Ra^{1/4}$
Coefficiente de convección	W/m ² °C	$h = \frac{Nu \cdot k}{L}$	$h = \frac{Nu \cdot k}{L}$
Área de transferencia de calor	m ²	$A = b \cdot l$	$A = b \cdot l$
Calor por convección	W	$Q_{conv} = hA(T_s - T_o)$	$Q_{conv} = hA(T_s - T_o)$
Calor por radiación	W	$Q_{rad} = \varepsilon A \sigma (T_s^4 - T_o^4)$	$Q_{rad} = \varepsilon A \sigma (T_s^4 - T_o^4)$
Calor total	W	$Q_{tot} = Q_{conv} + Q_{rad}$	$Q_{tot} = Q_{conv} + Q_{rad}$

*Depende de intervalo de número de Rayleigh (Anexo 15).

Anexo 18. Cálculo de pérdidas térmicas en equipos de secado de cuero: **a)** secador al vacío, **b)** Pigmentadora rotativa, **c)** plancha.

SECADOR AL VACÍO																					
DATOS	SÍMBOLO	UNIDAD	VERTICAL																	HORIZONTAL CC ARRIBA	
			Placa 1		Placa 2		Placa 3		Placa 4		Placa 5		Placa 6		Placa 7		Placa 8		Placa 9		Superior
			Laterales	Frontales	Laterales	Frontales	Laterales	Frontales	Laterales	Frontales	Laterales	Frontales	Laterales	Frontales	Laterales	Frontales	Laterales	Frontales	Laterales		
Temperatura superficial	Ts	°C	69	38	71	72	75	41	75	72	73	38	77	71	75	38	76	39	77	94	
Temperatura ambiente	To	°C	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25	
Temperatura de película	Tf	°C	47	32	48	49	50	33	50	49	49	32	51	48	50	32	51	32	51	60	
Longitud característica	Lc	m	0,17	0,12	0,12	0,17	0,17	0,12	0,12	0,17	0,12	0,12	0,12	0,17	0,17	0,12	0,12	0,17	0,17	0,85	
Conductividad térmica	k	W/m°C	0,0271	0,0260	0,0272	0,0273	0,0274	0,0261	0,0274	0,0273	0,0273	0,0260	0,0274	0,0272	0,0274	0,0260	0,0274	0,0260	0,0274	0,0281	
Viscosidad cinemática	v	N/s/m2	1,769E-05	1,627E-05	1,779E-05	1,788E-05	1,798E-05	1,636E-05	1,798E-05	1,788E-05	1,788E-05	1,627E-05	1,808E-05	1,779E-05	1,798E-05	1,627E-05	1,808E-05	1,627E-05	1,808E-05	1,896E-05	
Número de Prandtl	Pr		0,7236	0,7276	0,7233	0,7231	0,7228	0,7274	0,7228	0,7231	0,7231	0,7276	0,7225	0,7233	0,7228	0,7276	0,7225	0,7276	0,7225	0,7202	
Gravedad	g	m/s2	9,81	9,81	9,81	9,81	9,81	9,81	9,81	9,81	9,81	9,81	9,81	9,81	9,81	9,81	9,81	9,81	9,81	9,81	
Coef. de expansión volumétrica	β	1/°K	3,125E-03	3,284E-03	3,115E-03	3,110E-03	3,096E-03	3,268E-03	3,096E-03	3,110E-03	3,106E-03	3,284E-03	3,086E-03	3,115E-03	3,096E-03	3,284E-03	3,091E-03	3,279E-03	3,086E-03	3,008E-03	
Número de Rayleigh	RaL		1,532E+07	1,990E+06	5,553E+06	1,593E+07	1,668E+07	2,408E+06	5,867E+06	1,593E+07	1,624E+07	1,990E+06	6,015E+06	1,579E+07	1,668E+07	1,990E+06	5,908E+06	6,083E+06	1,710E+07	2,491E+09	
Número de Nusselt	N		35,3421	19,9814	26,5034	35,7366	36,2123	21,0473	26,9123	35,7366	35,9374	19,9814	27,0997	35,6477	36,2123	19,9814	26,9642	27,2088	36,4709	203,3358	
Coefficiente de convección	h	W/m2°C	5,6410	4,3340	6,0088	5,7343	5,8259	4,5781	6,1338	5,7343	5,7665	4,3340	6,1930	5,7049	5,8259	4,3340	6,1620	4,1658	5,8832	6,7296	
Área de transferencia de calor	A	m2	0,374	0,900	0,264	1,261	0,374	0,900	0,264	1,261	0,374	0,900	0,264	1,261	0,374	0,900	0,264	1,261	0,374	16,324	
Calor por convección	Qconv	W	92,8284	50,7075	72,9704	339,9598	108,9446	65,9253	80,9657	339,9598	103,5198	50,7075	85,0168	331,0233	108,9446	50,7075	82,9650	73,5668	114,4163	7579,9267	
Número de caras	# c		2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	1	
Calor total por convección	Qtconv	W	185,6569	101,4149	145,9409	679,9196	217,8892	131,8506	161,9315	679,9196	207,0396	101,4149	170,0336	662,0465	217,8892	101,4149	165,9300	147,1337	228,8325	7579,9267	
Emisividad	ε		0,28	0,89	0,28	0,28	0,28	0,89	0,28	0,28	0,28	0,89	0,28	0,28	0,89	0,28	0,89	0,28	0,89	0,35	
Constante de Stefan- Boltzman	σ	W/m2°K4	5,67E-08	5,67E-08	5,67E-08	5,67E-08	5,67E-08	5,67E-08	5,67E-08	5,67E-08	5,67E-08	5,67E-08	5,67E-08	5,67E-08	5,67E-08	5,67E-08	5,67E-08	5,67E-08	5,67E-08	5,67E-08	
Calor por radiación	Qrad	W	34,4051	66,7081	25,6390	125,7792	40,2573	83,3406	28,4169	125,7792	38,2726	66,7081	29,8422	122,5041	40,2573	66,7081	29,1265	101,1911	42,2765	3322,0973	
Número de caras	# c		2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	1	
Calor total por radiación	Qtrad	W	68,8103	133,4162	51,2781	251,5584	80,5145	166,6812	56,8338	251,5584	76,5451	133,4162	59,6844	245,0083	80,5145	133,4162	58,2530	202,3821	84,5529	3322,0973	
Calor total	Qtot	W	254,4672	234,8312	197,2190	931,4780	298,4037	298,5318	218,7652	931,4780	283,5848	234,8312	229,7181	907,0548	298,4037	234,8312	224,1829	349,5158	313,3855	10902,0240	

b) Pigmentadora rotativa.

PIGMENTADORA ROTATIVA																			
DATOS	SÍMBOLO	UNIDAD	SUPERFICIE CALIENTE																
			VERTICAL						HORIZONTAL CARA HACIA ARRIBA				HORIZONTAL CARA HACIA ABAJO				INCLINADO		
			Tablero 1	Tablero 2	Tablero 3	Tablero 4	Tablero 5	Tablero 6	Tablero 1	Tablero 2	Tablero 3	Tablero 4	Tablero 1	Tablero 2	Tablero 3	Tablero 4	Tablero 2	Tablero 3	Tablero 4
			Laterales			Frontal	Posterior	Superiores				Inferiores							
Temperatura superficial	Ts	°C	34	37	38	39	36	35	37	40	41	39	32	33	34	32	37	38	39
Temperatura ambiente	To	°C	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25
Temperatura de película	Tf	°C	30	31	32	32	31	30	31	32,5	33	32	29	29	30	29	31	31,5	32
Longitud característica	Lc	m	0,8	0,8	0,8	0,8	1,1	1,1	0,25	0,25	0,25	0,25	0,44	0,44	0,44	0,44	1,2	1,2	1,2
Conductividad térmica	k	W/m°C	0,02588	0,02595	0,02603	0,02603	0,025954	0,02588	0,02595	0,02610	0,02610	0,02603	0,02581	0,02581	0,02588	0,02581	0,02595	0,02603	0,02603
Viscosidad cinemática	v	N/s/m2	1,608E-05	1,617E-05	1,627E-05	1,627E-05	1,617E-05	1,608E-05	1,617E-05	1,636E-05	1,636E-05	1,627E-05	1,599E-05	1,599E-05	1,608E-05	1,599E-05	1,617E-05	1,627E-05	1,627E-05
Número de Prandtl	Pr		0,7282	0,7279	0,7276	0,7276	0,7279	0,7282	0,7279	0,7274	0,7274	0,7276	0,7285	0,7285	0,7282	0,7285	0,7279	0,7276	0,7276
Gravedad	g	m/s2	9,81	9,81	9,81	9,81	9,81	9,81	9,81	9,81	9,81	9,81	9,81	9,81	9,81	9,81	9,81	9,81	9,81
Coef. de expansión volumétrica	β	1/°K	3,31E-03	3,29E-03	3,28E-03	3,28E-03	3,29E-03	3,30E-03	3,29E-03	3,27E-03	3,27E-03	3,28E-03	3,32E-03	3,31E-03	3,31E-03	3,32E-03	3,29E-03	3,28E-03	3,28E-03
Número de Rayleigh	RaL		4,209E+08	5,517E+08	5,896E+08	6,339E+08	1,317E+09	1,214E+09	1,634E+07	1,984E+07	2,113E+07	1,877E+07	5,699E+07	6,502E+07	7,216E+07	5,699E+07	1,810E+09	1,934E+09	2,079E+09
Número de Nusselt	N		94,5327	102,6807	104,7860	107,1403	134,2257	130,8850	38,0605	40,6077	41,4681	39,8641	23,4587	24,2450	24,8853	23,4587	115,5037	117,4378	119,5848
Coeficiente de convección	h	W/m2°C	3,0581	3,3312	3,4092	3,4858	3,1670	3,0794	3,9912	4,2826	4,3733	4,1923	1,3621	1,4077	1,4491	1,3621	2,4982	2,5472	2,5938
Área de transferencia de calor	A	m2	1,6	1,6	1,6	1,6	2,92	2,915	0,99	0,99	0,99	0,99	3,2	3,2	3,2	3,2	2,4	2,4	2,4
Calor por convección	Qconv	W	44,0371	63,9594	70,9116	78,0822	101,5497	89,7635	47,4155	63,5965	69,2737	58,1046	30,5109	36,0384	41,7333	30,5109	71,9468	79,4735	87,1515
Número de caras	# c		2	2	2	2	1	1	1	1	1	1	2	2	2	2	2	2	2
Calor total por convección	Qtconv	W	88,0742	127,9188	141,8232	156,1643	101,5497	89,7635	47,4155	63,5965	69,2737	58,1046	61,0219	72,0768	83,4665	61,0219	143,8936	158,9469	174,3030
Emisividad	ε		0,82	0,82	0,82	0,82	0,82	0,82	0,82	0,82	0,82	0,82	0,82	0,82	0,82	0,82	0,82	0,82	0,82
Constante de Stefan- Boltzman	σ	W/m2°K4	5,670E-08	5,670E-08	5,670E-08	5,670E-08	5,670E-08	5,670E-08	5,670E-08	5,670E-08	5,670E-08	5,670E-08	5,670E-08	5,670E-08	5,670E-08	5,670E-08	5,670E-08	5,670E-08	5,670E-08
Calor por radiación	Qrad	W	74,1467	100,3571	109,2647	118,2587	166,7657	150,8487	62,0959	78,7914	84,4643	73,1726	114,1893	131,1577	148,2933	114,1893	150,5356	163,8971	177,3881
Número de caras	# c		2	2	2	2	1	1	1	1	1	1	2	2	2	2	2	2	2
Calor total por radiación	Qtradr	W	148,2933	200,7142	218,5295	236,5174	166,7657	150,8487	62,0959	78,7914	84,4643	73,1726	228,3786	262,3155	296,5867	228,3786	301,0712	327,7942	354,7761
Calor total	Qtot	W	236,3676	328,6330	360,3526	392,6818	268,3154	240,6122	109,5115	142,3879	153,7380	131,2772	289,4004	334,3922	380,0532	289,4004	444,9649	486,7411	529,0791

c) Plancha.

PLANCHA								
DATOS	SÍMBOLO	UNIDAD	SUPERFICIE CALIENTE					
			VERTICAL					HORIZONTAL
			Carcasa	Placa 1		Placa 2		Placa 3
				Frontales	Frontales	Laterales	Frontales	Laterales
Temperatura superficial	Ts	°C	46	86	83	88	84	95
Temperatura ambiente	To	°C	25	25	25	25	25	25
Temperatura de película	Tf	°C	35,5	55,5	54	56,5	54,5	60
Longitud característica	Lc	m	0,12	0,06	0,06	0,09	0,06	0,29
Conductividad térmica	k	W/m°C	0,0263	0,0278	0,0276	0,0279	0,0277	0,0281
Viscosidad cinemática	v	N/s/m2	1,664E-05	1,857E-05	1,837E-05	1,867E-05	1,847E-05	1,896E-05
Número de Prandtl	Pr		0,7265	0,7212	0,7218	0,7210	0,7215	0,7202
Gravedad	g	m/s2	9,81	9,81	9,81	9,81	9,81	9,81
Coef. de expansión volumétrica	β	1/°K	3,24E-03	3,04E-03	3,06E-03	3,03E-03	3,05E-03	3,00E-03
Número de Rayleigh	RaL		3,026E+06	8,231E+05	8,037E+05	2,829E+06	8,074E+05	9,975E+07
Número de Nusselt	N		22,4057	15,7556	15,6578	21,9743	15,6760	26,9833
Coeficiente de convección	h	W/m2°C	4,9151	7,2969	7,2135	6,8025	7,2410	2,6215
Área de transferencia de calor	A	m2	0,174	0,0822	0,06	0,0822	0,06	1,37
Calor por convección	Qconv	W	17,9597	36,5882	25,1031	35,2275	25,6331	251,4020
Número de caras	# c		2	2	2	2	2	1
Calor total por convección	Qtconv	W	35,9193	73,1765	50,2062	70,4551	51,2663	251,4020
Emisividad	ϵ		0,79	0,79	0,79	0,79		0,35
Constante de Stefan- Boltzman	σ	W/m2°K4	5,67E-08	5,67E-08	5,67E-08	5,67E-08	5,67E-08	5,67E-08
Calor por radiación	Qrad	W	19,2445	32,1222	21,9733	33,4965	22,4604	284,2064
Número de caras	# c		2	2	2	2	2	2
Calor total por radiación	Qtrad	W	38,4890	64,2445	43,9466	66,9931	44,9207	284,2064
Calor total	Qtot	W	74,4083	137,4209	94,1528	137,4482	96,1870	535,6084

Anexo 19. Especificaciones del secador al vacío [35].



	Technical data	Dimensions of each table (mm)	Working dimensions of each table (mm)	Overall dimensions (mm)	Net weight (Kg)	Power consumption (Kw)	Cool water consumption (m3/H)	Maximum thermic consumption (Kcal./h)
Working tables	T2	6000 2500	4850 2350	8800 4000 3900	13200	25	20	115000
	T2	6000 2800	5850 2650	9800 4300 3900	15500	30	25	155000
	T2	7000 3000	6850 2850	10800 4500 3900	18000	35	25	190000
	T3	6000 2500	4850 2350	8800 4000 4150	16000	30	30	170000
	T3	6000 2800	5850 2650	9800 4300 4150	20400	35	35	230000
	T3	7000 2500	6850 2850	10800 4500 4150	22500	40	35	290000
	T4	6000 2500	4850 2350	8800 4000 4400	18500	35	40	230000
	T4	6000 2800	5850 2650	9800 4300 4400	24000	40	45	305000
	T4	7000 3000	6850 2850	10800 4500 4400	27000	42	45	390000
	T5	6000 2500	4850 2350	8800 4000 4650	21000	37	50	290000
	T5	6000 2800	5850 2650	9800 4300 4650	28000	42	55	380000
	T5	7000 3000	6850 2850	10800 4500 4650	31500	42	55	480000

Anexo 20. Especificaciones del túnel de la pigmentadora rotativa [36]



TVN 80 E TVN 130

MODEL	TVN 80 1800- 2200	TVN 80 2600- 3000-3400	TVN 130 1800-2200	TVN 130 2600- 3000-3400
	(per 1 cella)			
Drying temperature (°C)	60-85	60-85	80-130	80-130
Installed thermal power (Kcal/h)	65000	75000	130000	180000
Installed electric power (kW)	3.3	4.5	3.3	4.5
Thermal power (steam)	1 bar	1 bar	3 bar	3 bar
Saturation temperature (°C)	119	119	143	143
Flow rate of recycled air (m ³ /h)	12000	15000	12000	15000
Steam consumption (1 bar)(kg/h)	145	145	260	360
Machine dimensions (mm)	Mod. 1800: 3200 x 2190 x 2500h Mod. 2200: 3200 x 2590 x 2500h Mod. 2600: 3200 x 2990 x 2500h			

Anexo 21. Especificaciones de la plancha [37]



07495/P8,P9,P10

07547/P8,P9

Hydraulic ironing



Now contact tube brings high comfort of service

Setting up memory (pressure, temperature, ironing method)

Service side control for change time period (oil battery), list of working

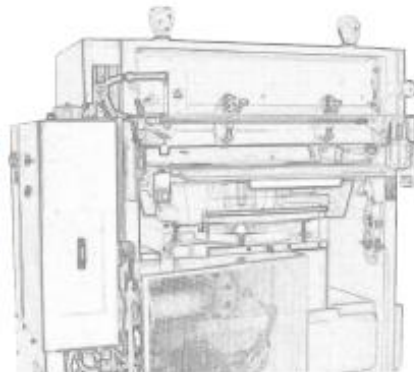
Special Vlt accessories enable to change ironing disk in a short time



High ironing dynamics with triple repeating of the pressure

Heating of the ironing board and thermo regulation in three individual sections

Special coat of the main piston high endurance, reliability and easy controllability



Main parameters

		07495/P8, P10	07495/P9	07547/P8	07547/P9
Highest pressing strength	MN	10 (1000 t)	10 (1000 t)	6,3 (630 t)	6,3 (630 t)
Dimensions of the ironing plate	mm	1370 x 1000	1500 x 1000	1370 x 660	1370 x 1000
Specific pressure	MPa	7,3	6,4	6,9	4,6
Electric heating power supply	kW	16	18	12,8	16
Consumption of steam	kg/h	approx. 30	approx. 30	approx. 30	approx. 30
Machine weight	kg	14 250 +/- 5 %	14 600 +/- 5 %	11 000 +/- 5 %	11 700 +/- 5 %
Dimensions: Length x Width x Height	mm	2480x1440x2240	2480x1440x2240	2320x1550x2135	2320x1550x2135

Anexo 22. Tablas de Propiedades [38].

TABLA A-5

Agua saturada. Tabla de presiones

Pres., P kPa	Temp. sat., T_{sat} °C	Volumen específico, m^3/kg		Energía interna, kJ/kg		Entalpía, kJ/kg			Entropía, kJ/kg · K			
		Liq. sat., v_f	Vapor sat., v_g	Liq. sat., u_f	Evap., u_{fg}	Vapor sat., u_g	Liq. sat., h_f	Evap., h_{fg}	Vapor sat., h_g	Liq. sat., s_f	Evap., s_{fg}	Vapor sat., s_g
1.0	6.97	0.001000	129.19	29.302	2355.2	2384.5	29.303	2484.4	2513.7	0.1059	8.8690	8.9749
1.5	13.02	0.001001	87.964	54.686	2338.1	2392.8	54.688	2470.1	2524.7	0.1956	8.6314	8.8270
2.0	17.50	0.001001	66.990	73.431	2325.5	2398.9	73.433	2459.5	2532.9	0.2606	8.4621	8.7227
2.5	21.08	0.001002	54.242	88.422	2315.4	2403.8	88.424	2451.0	2539.4	0.3118	8.3302	8.6421
3.0	24.08	0.001003	45.654	100.98	2306.9	2407.9	100.98	2443.9	2544.8	0.3543	8.2222	8.5765
4.0	28.96	0.001004	34.791	121.39	2293.1	2414.5	121.39	2432.3	2553.7	0.4224	8.0510	8.4734
5.0	32.87	0.001005	28.185	137.75	2282.1	2419.8	137.75	2423.0	2560.7	0.4762	7.9176	8.3938
7.5	40.29	0.001008	19.233	168.74	2261.1	2429.8	168.75	2405.3	2574.0	0.5763	7.6738	8.2501
10	45.81	0.001010	14.670	191.79	2245.4	2437.2	191.81	2392.1	2583.9	0.6492	7.4996	8.1488
15	53.97	0.001014	10.020	225.93	2222.1	2448.0	225.94	2372.3	2598.3	0.7549	7.2522	8.0071
20	60.06	0.001017	7.6481	251.40	2204.6	2456.0	251.42	2357.5	2608.9	0.8320	7.0752	7.9073
25	64.96	0.001020	6.2034	271.93	2190.4	2462.4	271.96	2345.5	2617.5	0.8932	6.9370	7.8302
30	69.09	0.001022	5.2287	289.24	2178.5	2467.7	289.27	2335.3	2624.6	0.9441	6.8234	7.7675
40	75.86	0.001026	3.9933	317.58	2158.8	2476.3	317.62	2318.4	2636.1	1.0261	6.6430	7.6691
50	81.32	0.001030	3.2403	340.49	2142.7	2483.2	340.54	2304.7	2645.2	1.0912	6.5019	7.5931
75	91.76	0.001037	2.2172	384.36	2111.8	2496.1	384.44	2278.0	2662.4	1.2132	6.2426	7.4558
100	99.61	0.001043	1.6941	417.40	2088.2	2505.6	417.51	2257.5	2675.0	1.3028	6.0562	7.3589
101.325	99.97	0.001043	1.6734	418.95	2087.0	2506.0	419.06	2256.5	2675.6	1.3069	6.0476	7.3545
125	105.97	0.001048	1.3750	444.23	2068.8	2513.0	444.36	2240.6	2684.9	1.3741	5.9100	7.2841
150	111.35	0.001053	1.1594	466.97	2052.3	2519.2	467.13	2226.0	2693.1	1.4337	5.7894	7.2231
175	116.04	0.001057	1.0037	486.82	2037.7	2524.5	487.01	2213.1	2700.2	1.4850	5.6865	7.1716
200	120.21	0.001061	0.88578	504.50	2024.6	2529.1	504.71	2201.6	2706.3	1.5302	5.5968	7.1270
225	123.97	0.001064	0.79329	520.47	2012.7	2533.2	520.71	2191.0	2711.7	1.5706	5.5171	7.0877
250	127.41	0.001067	0.71873	535.08	2001.8	2536.8	535.35	2181.2	2716.5	1.6072	5.4453	7.0525
275	130.58	0.001070	0.65732	548.57	1991.6	2540.1	548.86	2172.0	2720.9	1.6408	5.3800	7.0207
300	133.52	0.001073	0.60582	561.11	1982.1	2543.2	561.43	2163.5	2724.9	1.6717	5.3200	6.9917
325	136.27	0.001076	0.56199	572.84	1973.1	2545.9	573.19	2155.4	2728.6	1.7005	5.2645	6.9650
350	138.86	0.001079	0.52422	583.89	1964.6	2548.5	584.26	2147.7	2732.0	1.7274	5.2128	6.9402
375	141.30	0.001081	0.49133	594.32	1956.6	2550.9	594.73	2140.4	2735.1	1.7526	5.1645	6.9171
400	143.61	0.001084	0.46242	604.22	1948.9	2553.1	604.66	2133.4	2738.1	1.7765	5.1191	6.8955
450	147.90	0.001088	0.41392	622.65	1934.5	2557.1	623.14	2120.3	2743.4	1.8205	5.0356	6.8561
500	151.83	0.001093	0.37483	639.54	1921.2	2560.7	640.09	2108.0	2748.1	1.8604	4.9603	6.8207
550	155.46	0.001097	0.34261	655.16	1908.8	2563.9	655.77	2096.6	2752.4	1.8970	4.8916	6.7886
600	158.83	0.001101	0.31560	669.72	1897.1	2566.8	670.38	2085.8	2756.2	1.9308	4.8285	6.7593
650	161.98	0.001104	0.29260	683.37	1886.1	2569.4	684.08	2075.5	2759.6	1.9623	4.7699	6.7322
700	164.95	0.001108	0.27278	696.23	1875.6	2571.8	697.00	2065.8	2762.8	1.9918	4.7153	6.7071
750	167.75	0.001111	0.25552	708.40	1865.6	2574.0	709.24	2056.4	2765.7	2.0195	4.6642	6.6837

TABLA A-5

Agua saturada. Tabla de presiones (conclusión)

Pres., P kPa	Temp. sat., T_{sat} °C	Volumen específico, m^3/kg		Energía interna, kJ/kg			Entalpía, kJ/kg			Entropía, kJ/kg · K		
		Liq. sat., v_f	Vapor sat., v_g	Liq. sat., u_f	Evap., u_{fg}	Vapor sat., u_g	Liq. sat., h_f	Evap., h_{fg}	Vapor sat., h_g	Liq. sat., s_f	Evap., s_{fg}	Vapor sat., s_g
800	170.41	0.001115	0.24035	719.97	1856.1	2576.0	720.87	2047.5	2768.3	2.0457	4.6160	6.6616
850	172.94	0.001118	0.22690	731.00	1846.9	2577.9	731.95	2038.8	2770.8	2.0705	4.5705	6.6409
900	175.35	0.001121	0.21489	741.55	1838.1	2579.6	742.56	2030.5	2773.0	2.0941	4.5273	6.6213
950	177.66	0.001124	0.20411	751.67	1829.6	2581.3	752.74	2022.4	2775.2	2.1166	4.4862	6.6027
1000	179.88	0.001127	0.19436	761.39	1821.4	2582.8	762.51	2014.6	2777.1	2.1381	4.4470	6.5850
1100	184.06	0.001133	0.17745	779.78	1805.7	2585.5	781.03	1999.6	2780.7	2.1785	4.3735	6.5520
1200	187.96	0.001138	0.16326	796.96	1790.9	2587.8	798.33	1985.4	2783.8	2.2159	4.3058	6.5217
1300	191.60	0.001144	0.15119	813.10	1776.8	2589.9	814.59	1971.9	2786.5	2.2508	4.2428	6.4936
1400	195.04	0.001149	0.14078	828.35	1763.4	2591.8	829.96	1958.9	2788.9	2.2835	4.1840	6.4675
1500	198.29	0.001154	0.13171	842.82	1750.6	2593.4	844.55	1946.4	2791.0	2.3143	4.1287	6.4430
1750	205.72	0.001166	0.11344	876.12	1720.6	2596.7	878.16	1917.1	2795.2	2.3844	4.0033	6.3877
2000	212.38	0.001177	0.099587	906.12	1693.0	2599.1	908.47	1889.8	2798.3	2.4467	3.8923	6.3390
2250	218.41	0.001187	0.088717	933.54	1667.3	2600.9	936.21	1864.3	2800.5	2.5029	3.7926	6.2954
2500	223.95	0.001197	0.079952	958.87	1643.2	2602.1	961.87	1840.1	2801.9	2.5542	3.7016	6.2558
3000	233.85	0.001217	0.066667	1004.6	1598.5	2603.2	1008.3	1794.9	2803.2	2.6454	3.5402	6.1856
3500	242.56	0.001235	0.057061	1045.4	1557.6	2603.0	1049.7	1753.0	2802.7	2.7253	3.3991	6.1244
4000	250.35	0.001252	0.049779	1082.4	1519.3	2601.7	1087.4	1713.5	2800.8	2.7966	3.2731	6.0696
5000	263.94	0.001286	0.039448	1148.1	1448.9	2597.0	1154.5	1639.7	2794.2	2.9207	3.0530	5.9737
6000	275.59	0.001319	0.032449	1205.8	1384.1	2589.9	1213.8	1570.9	2784.6	3.0275	2.8627	5.8902
7000	285.83	0.001352	0.027378	1258.0	1323.0	2581.0	1267.5	1505.2	2772.6	3.1220	2.6927	5.8148
8000	295.01	0.001384	0.023525	1306.0	1264.5	2570.5	1317.1	1441.6	2758.7	3.2077	2.5373	5.7450
9000	303.35	0.001418	0.020489	1350.9	1207.6	2558.5	1363.7	1379.3	2742.9	3.2866	2.3925	5.6791
10,000	311.00	0.001452	0.018028	1393.3	1151.8	2545.2	1407.8	1317.6	2725.5	3.3603	2.2566	5.6159
11,000	318.08	0.001488	0.015988	1433.9	1096.6	2530.4	1450.2	1256.1	2706.3	3.4299	2.1245	5.5544
12,000	324.68	0.001526	0.014264	1473.0	1041.3	2514.3	1491.3	1194.1	2685.4	3.4964	1.9975	5.4939
13,000	330.85	0.001566	0.012781	1511.0	985.5	2496.6	1531.4	1131.3	2662.7	3.5606	1.8730	5.4336
14,000	336.67	0.001610	0.011487	1548.4	928.7	2477.1	1571.0	1067.0	2637.9	3.6232	1.7497	5.3728
15,000	342.16	0.001657	0.010341	1585.5	870.3	2455.7	1610.3	1000.5	2610.8	3.6848	1.6261	5.3108
16,000	347.36	0.001710	0.009312	1622.6	809.4	2432.0	1649.9	931.1	2581.0	3.7461	1.5005	5.2466
17,000	352.29	0.001770	0.008374	1660.2	745.1	2405.4	1690.3	857.4	2547.7	3.8082	1.3709	5.1791
18,000	356.99	0.001840	0.007504	1699.1	675.9	2375.0	1732.2	777.8	2510.0	3.8720	1.2343	5.1064
19,000	361.47	0.001926	0.006677	1740.3	598.9	2339.2	1776.8	689.2	2466.0	3.9396	1.0860	5.0256
20,000	365.75	0.002038	0.005862	1785.8	509.0	2294.8	1826.6	585.5	2412.1	4.0146	0.9164	4.9310
21,000	369.83	0.002207	0.004994	1841.6	391.9	2233.5	1888.0	450.4	2338.4	4.1071	0.7005	4.8076
22,000	373.71	0.002703	0.003644	1951.7	140.8	2092.4	2011.1	161.5	2172.6	4.2942	0.2496	4.5439
22,064	373.95	0.003106	0.003106	2015.7	0	2015.7	2084.3	0	2084.3	4.4070	0	4.4070