

# **ESCUELA POLITÉCNICA NACIONAL**

## **FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA**

### **AUDITORÍA ENERGÉTICA DE LA CALDERA Y EL SISTEMA DE DISTRIBUCIÓN DE VAPOR DE LA PLANTA DE ELABORADOS Y EMBUTIDOS DE PRONACA**

#### **PROYECTO DE TITULACIÓN PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO**

**JOSÉ LUIS PALACIOS ENCALADA**

[jlpalacios\\_e@hotmail.com](mailto:jlpalacios_e@hotmail.com)

**DIRECTOR: Ing. ADRIÁN PATRICIO PEÑA I., M.Sc.**

[patricio.pena@epn.edu.ec](mailto:patricio.pena@epn.edu.ec)

**Quito, Noviembre 2009**

## DECLARACIÓN

Yo, JOSÉ LUIS PALACIOS ENCALADA, declaro bajo juramento que el trabajo aquí descrito es de mi autoría, que no ha sido previamente presentado para ningún grado o calificación personal; y que he consultado las referencias bibliográficas que se incluyen en este documento.

A través de la presente declaración cedo mis derechos de propiedad intelectual correspondientes a este trabajo a la Escuela Politécnica Nacional según lo establecido por la Ley de Propiedad Intelectual, por su reglamento y por la normatividad institucional vigente.

---

JOSÉ LUIS PALACIOS ENCALADA

## CERTIFICACIÓN

Certifico que el presente trabajo fue desarrollado por JOSÉ LUIS PALACIOS ENCALADA, bajo mi supervisión.

---

ADRIÁN PATRICIO PEÑA IDROVO

Ing. MSc.

## AGRADECIMIENTOS

Quiero agradecer a Dios por sus bendiciones que me han permitido culminar mis estudios con éxito.

Mi agradecimiento sincero a mis padres y hermanos por su apoyo incondicional y constante.

Agradezco a todas las personas del Ministerio de Electricidad y Energía Renovable que colaboraron para la realización del contrato de comodato de los equipos de diagnóstico energético a la Escuela Politécnica Nacional. En especial, al Ing. Carlos Dávila y a Ing. Nancy Paredes de la Dirección Nacional de Eficiencia Energética. Así como a las autoridades de la Escuela Politécnica Nacional y de la Facultad de Ingeniería Mecánica.

Mis agradecimientos sinceros al Ing. Adrián Patricio Peña, por compartir sus conocimientos y experiencia en la dirección de este proyecto de titulación y por sus acertados consejos.

Al Laboratorio de Energías Alternativas y Eficiencia Energética de la Facultad de Ingeniería Mecánica de la Escuela Politécnica Nacional, en la persona del Fis. Marco Yáñez.

A los colaboradores de la Planta de Elaborados y Embutidos de PRONACA, al Ing. Luis Eduardo Ojeda, Gerente de Planta y de manera especial al Ing. Santiago Andrade, Jefe de Mantenimiento y a todo su equipo.

A los inolvidables profesores de la Escuela Politécnica Nacional, Ing. Claudio Álvarez, Álvaro Aguinaga, Ph.D, Ing. Roberto Bahomonde.

Al Ing. Ricardo Soto, por su colaboración con la interfaz de los equipos de diagnóstico energético.

Por su compartir su experiencia en la industria mis agradecimientos al Ing. Edison Almagro y al Ing. David Platzer.

Y a todas las personas que ayudaron de manera desinteresada para la realización de este proyecto.

## DEDICATORIA

Dedico el presente proyecto de titulación a mis padres, Blas y Laura, quienes con su entrega abnegada de cada día hacia su creación más maravillosa, sus hijos, nos han enseñado a valorar cada logro por su significado y perseverancia para alcanzarlo.

El incansable esfuerzo de mi padre, quien con asombrosa habilidad en cada trabajo realizado, me ha enseñado el valor de la constancia para vencer los obstáculos que se presentan en el camino.

La entrega sublime de mi madre en cada acto hacia las personas queridas, me ha enseñado a realizar cada tarea con amor infinito.

A ustedes queridos padres, Blas y Laura, mis más profundos sentimientos de gratitud, admiración, cariño y respeto.

De su hijo:

*José Luis*

## CONTENIDO

DECLARACIÓN.....	I
CERTIFICACIÓN.....	II
AGRADECIMIENTOS.....	III
DEDICATORIA .....	IV
CONTENIDO .....	V
INDICE DE TABLAS.....	IX
INDICE DE FIGURAS .....	XIV
INDICE DE ANEXOS .....	XVII
INDICE DE ABREVIATURAS.....	XVIII
CAPITULO 1.....	1
GENERALIDADES .....	1
1.1 JUSTIFICACIÓN DEL PROYECTO .....	1
1.2 OBJETIVO GENERAL .....	1
1.3 OBJETIVOS ESPECÍFICOS.....	2
1.4 ALCANCE.....	2
CAPITULO 2.....	3
DESCRIPCIÓN GENERAL DE LA EMPRESA.....	3
2.1 ASPECTOS GENERALES DE LA EMPRESA.....	3
2.1.1 BREVE RESEÑA HISTÓRICA DE PRONACA .....	3
2.1.2 PLANTA DE ELABORADOS Y EMBUTIDOS DE PRONACA.....	4
2.2 DESCRIPCIÓN FÍSICA DE LA PLANTA .....	6
2.3 DESCRIPCIÓN DEL PROCESO DE PRODUCCIÓN DE LA EMPRESA.....	9
CAPITULO 3.....	11
AUDITORÍA ENERGÉTICA PRELIMINAR.....	11
3.1 ENERGÍA QUE DISPONE LA PLANTA.....	12
3.2 RECOPIACIÓN DE DATOS HISTÓRICOS DE CONSUMO DE BUNKER	12
3.3 SISTEMA DE VAPOR .....	16
3.3.1 GENERADOR DE VAPOR.....	16

3.3.1.1	Suministro de combustible .....	17
3.3.1.2	Suministro de agua.....	20
3.3.2	DESCRIPCIÓN DE LOS EQUIPOS DE CONSUMO DE VAPOR...	21
3.3.2.1	Tanque de condensado.....	21
3.3.2.2	Calentamiento de bunker.....	22
3.3.2.3	Hornos.....	23
3.3.2.4	Marmitas .....	31
3.3.2.5	Unidades de mezcla agua-vapor.....	35
3.3.3	SISTEMA DE DISTRIBUCIÓN DE VAPOR .....	36
3.3.4	DESCRIPCIÓN DEL SISTEMA RETORNO DE CONDENSADO ...	40
3.4	MEDICIONES REALIZADAS .....	42
3.4.1	TUBERÍAS DE CONDUCCIÓN DE COMBUSTIBLE .....	42
3.4.2	GENERADOR DE VAPOR.....	43
3.4.3	SISTEMA DE DISTRIBUCIÓN DE VAPOR .....	71
3.4.4	EQUIPOS DE CONSUMO .....	86
3.5	INFORME DE LA AUDITORÍA ENERGÉTICA PRELIMINAR.....	100
3.5.1	OBSERVACIONES AL SISTEMA DE VAPOR.....	100
3.5.2	EN EQUIPOS DE CONSUMO .....	103
CAPITULO 4.....		104
AUDITORÍA ENERGÉTICA DETALLADA.....		104
4.1	CÁLCULOS REALIZADOS .....	105
4.1.1	TUBERÍAS DE CONDUCCIÓN DE COMBUSTIBLE .....	105
4.1.2	SISTEMA DE DISTRIBUCIÓN DE VAPOR .....	115
4.1.2.1	Pérdidas de energía en tuberías de conducción de vapor.....	115
4.1.2.2	Pérdidas de energía en tuberías de conducción de condensado 115	
4.1.2.3	Flujo de vapor en trampas de vapor abiertas .....	116
4.1.2.4	Revaporizado no recuperado.....	117
4.1.3	EN EQUIPOS DE CONSUMO .....	122
4.1.3.1	Serpentín de calentamiento de bunker .....	122
4.1.3.2	Unidades de mezcla agua-vapor.....	126
4.1.3.3	Agua desperdiciada en la inmersión de productos.....	127

4.2 REUNIÓN DE INFORMACIÓN .....	127
4.2.1 TUBERÍAS DE CONDUCCIÓN DE COMBUSTIBLE .....	128
4.2.2 GENERADOR DE VAPOR.....	128
4.2.3 SISTEMA DE DISTRIBUCIÓN DE VAPOR .....	129
4.2.3.1 Pérdidas de energía en tuberías de conducción de vapor y condensado .....	129
4.2.3.2 Fugas de vapor.....	129
4.2.3.3 Flujo de vapor en trampas abiertas.....	129
4.2.3.4 Revaporizado no recuperado.....	129
4.2.4 EQUIPOS DE CONSUMO .....	131
4.2.4.1 Serpentin de calentamiento de bunker .....	131
4.2.4.2 Agua desperdiciada durante la inmersión de productos	131
4.3 REPARTO DE CONSUMOS .....	132
4.3.1 POR EQUIPO.....	132
4.3.2 POR PRODUCTO MEDIDO.....	132
4.4 RENDIMIENTO DE LAS INSTALACIONES .....	133
4.4.1 EFICIENCIA DE LA CALDERA.....	133
4.4.2 CONSUMO ESPECÍFICO DE ENERGÍA.....	140
4.5 CONTABILIDAD ENERGÉTICA .....	141
4.5.1 COSTO DE GENERACIÓN DE VAPOR.....	141
4.5.2 COSTO ANUAL DE PÉRDIDAS EN EL SISTEMA DE DISTRIBUCIÓN DE VAPOR.....	143
4.5.3 COSTO DE PRODUCCIÓN .....	145
4.5.4 COSTO POR DESPERDICIO DE AGUA DURANTE LA INMERSIÓN DE PRODUCTOS .....	145
4.6 PROPUESTAS DE MEJORAS.....	146
4.6.1 CONDUCCIÓN DE COMBUSTIBLE .....	146
4.6.2 SISTEMA DE VAPOR .....	146
CAPITULO 5.....	147
EVALUACIÓN TÉCNICO-ECONÓMICA DE LAS OPORTUNIDADES DE AHORRO ENERGÉTICO .....	147

5.1	EVALUACIÓN TÉCNICA .....	148
5.1.1	TRASPORTE Y ALMACENAMIENTO DE COMBUSTIBLE .....	148
5.1.2	SISTEMA DISTRIBUCIÓN DE VAPOR .....	160
5.2	EVALUACIÓN ECONÓMICA .....	170
5.2.1	TRANSPORTE Y ALMACENAMIENTO DE COMBUSTIBLE .....	171
5.2.2	SISTEMA DE DISTRIBUCIÓN DE VAPOR .....	176
5.2.3	FLUJO DE EFECTIVO DE LAS OPORTUNIDADES DE AHORRO DE ENERGÍA PLANTEADAS .....	177
5.3	CLASIFICACIÓN DE LAS OPORTUNIDADES DE AHORRO ENERGÉTICO	
	182	
5.3.1	MODIFICACIONES QUE NO REQUIEREN INVERSIÓN .....	182
5.3.2	OPORTUNIDADES QUE REQUIEREN INVERSIÓN .....	182
5.3.3	OPORTUNIDADES QUE REQUIEREN MAYOR VALORACIÓN .	183
5.4	RESUMEN .....	184
	CAPITULO 6.....	186
	INFORME DE LA AUDITORÍA ENERGÉTICA DE LA CALDERA Y EL SISTEMA DE DISTRIBUCIÓN DE VAPOR.....	186
6.1	INTRODUCCIÓN .....	186
6.2	RESUMEN EJECUTIVO .....	187
6.3	DESCRIPCION DE LA INSTALACIÓN .....	189
6.4	ANÁLISIS DEL COSTO DE ENERGÍA CONSUMIDO .....	191
6.5	OPORTUNIDADES DE AHORRO ENERGÉTICO .....	194
6.6	PLAN DE ACCIÓN DE LAS OPORTUNIDADES DE AHORRO ENERGÉTICO .....	197
6.6.1	CONSUMO DE COMBUSTIBLE DE LA CALDERA.....	197
6.6.2	SISTEMA DE DISTRIBUCIÓN DE VAPOR .....	198
6.6.3	OPORTUNIDADES DE AHORRO DE ENERGÍA .....	198
6.7	PLAN DE MONITOREO DE LAS OPORTUNIDADES DE AHORRO DE ENERGÍA.....	199
	CAPITULO 7.....	200
	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	200
7.1	CONCLUSIONES.....	200

7.2 RECOMENDACIONES.....	202
--------------------------	-----

## INDICE DE TABLAS

Tabla N°2. 1 Turnos de trabajo.....	5
Tabla N°2. 2 Sectores de la Planta de Elaborados y Embutidos de PRONACA.....	6
Tabla N°2. 3 Máquinas consideradas en el sector de elaboración.....	7
Tabla N°2. 4 Máquinas consideradas en el sector de ahumado.....	8
Tabla N°2. 5 Máquinas consideradas en el sector de preformados.....	8
Tabla N°2. 6 Equipos considerados en casa de fuerza.....	9
Tabla N°2. 7 Productos elaborados.....	9
Tabla N°2. 8 Peso unitario de productos.....	10
Tabla N°3. 1 Consumo de bunker del año 2006.....	13
Tabla N°3. 2 Consumo de bunker y horas de operación de la caldera 2007.....	13
Tabla N°3. 3 Consumo de combustible de la caldera y horas de operación 2008.....	14
Tabla N°3. 4 Incremento anual del consumo de bunker de la caldera.....	15
Tabla N°3. 5 Datos de la caldera.....	17
Tabla N°3. 6 Tanque de condensado SNAG1000.....	22
Tabla N°3. 7 Número de programa a ser configurado en los hornos.....	23
Tabla N°3. 8 Descripción de los programas utilizados en los hornos.....	24
Tabla N°3. 9 Hornos que se encuentran en la zona de ahumado.....	25
Tabla N°3. 10 Dimensiones de los hornos.....	27
Tabla N°3. 11 Demanda de energía para los hornos.....	28
Tabla N°3. 12 Producción anual hornos.....	29
Tabla N°3. 13 Producción anual de cocción en hornos.....	30
Tabla N°3. 14 Dimensiones de las marmitas.....	31
Tabla N°3. 15 Dimensiones de la última marmita HNMA 1000.....	32
Tabla N°3. 16 Producción en las marmitas.....	33
Tabla N°3. 17 Producción anual de cocción en las marmitas.....	35
Tabla N°3. 18 Nomenclatura para las tuberías de vapor.....	37
Tabla N°3. 19 Nomenclatura para las tuberías de condensado.....	41

Tabla N°3. 20 Datos obtenidos. ....	46
Tabla N°3. 21 Valores promedio de propiedades del bunker.....	48
Tabla N°3. 22 Datos calculados.....	49
Tabla N°3. 23 Datos calculados del consumo de bunker de la caldera. ....	51
Tabla N°3. 24 Carga base, máxima y variable.....	53
Tabla N°3. 25 Tabla resumen de resultados.....	53
Tabla N°3. 26 Valores promedio de temperatura y humedad relativa.....	54
Tabla N°3. 27 Especificaciones técnicas. ....	54
Tabla N°3. 28 Factor de conversión.....	55
Tabla N°3. 29 Datos obtenidos. ....	56
Tabla N°3. 30 Valores calculados de retorno de condensado. ....	58
Tabla N°3. 31 Resumen de retorno de condensado. ....	60
Tabla N°3. 32 Propiedades de termodinámicas del condensado.....	61
Tabla N°3. 33 Datos obtenidos. ....	63
Tabla N°3. 34 Valores calculados. ....	63
Tabla N°3. 35 Resultados obtenidos.....	64
Tabla N°3. 36 Análisis de gases de la caldera después del mantenimiento anual.....	64
Tabla N°3. 37 Análisis de gases de la caldera antes del mantenimiento anual.....	64
Tabla N°3. 38 Factor de conversión.....	65
Tabla N°3. 39 Datos obtenidos. ....	65
Tabla N°3. 40 Propiedades de saturación de la purga continua. ....	66
Tabla N°3. 41 Datos obtenidos. ....	67
Tabla N°3. 42 Valores promedio de temperatura y pérdidas de calor.....	68
Tabla N°3. 43 Resumen.....	68
Tabla N°3. 44 Datos obtenidos. ....	71
Tabla N°3. 45 Datos obtenidos. ....	72
Tabla N°3. 46 Resultado de la revisión del funcionamiento de las trampas de vapor.....	78
Tabla N°3. 47 Tabla de fuga de vapor total en marmita HNMA2000. ....	83
Tabla N°3. 48 Pérdidas por fugas de vapor. ....	85
Tabla N°3. 49 Valor de temperatura promedio medido.....	87

Tabla N°3. 50 Factor de conversión.....	89
Tabla N°3. 51 Datos obtenidos para ambas mortadelas.....	90
Tabla N°3. 52 Datos calculados para la mortadela Mr. Pollo de 2.5 Kg.....	92
Tabla N°3. 53 Consumo de vapor para la mortadela Mr. Pollo de 2.5 kg. ....	93
Tabla N°3. 54 Relación de producto cocido y vapor consumido. ....	93
Tabla N°3. 55 Datos calculados para la mortadela de 4.2 Kg.....	95
Tabla N°3. 56 Consumo de vapor para la mortadela de 4.2 kg. ....	96
Tabla N°3. 57 Relación de producto cocido y vapor consumido para la mortadela de 4.2 kg. ....	96
Tabla N°3. 58 Porcentaje de operación por hora de la trampa de vapor durante el calentamiento del agua. ....	97
Tabla N°3. 59 Porcentaje de operación por hora de la trampa de vapor durante la cocción de producto. ....	97
Tabla N°3. 60 Factor de conversión.....	99
Tabla N°4. 1 Información recopilada de las tres tuberías que conducen bunker.....	105
Tabla N°4. 2 Resultados para la tubería 1. ....	111
Tabla N°4. 3 Resultados para la tubería 2. ....	112
Tabla N°4. 4 Resultados para la tubería 3. ....	113
Tabla N°4. 5 Pérdidas de energía en tuberías de vapor. ....	115
Tabla N°4. 6 Pérdidas de energía en tuberías de condensado.....	116
Tabla N°4. 7 Flujo de vapor estimado perdido por trampas abiertas. ....	117
Tabla N°4. 8 Revaporizado producido en cada trampa de vapor.....	120
Tabla N°4. 9 Valores medidos de características geométricas y condiciones de operación del serpentín de calentamiento de bunker.....	122
Tabla N°4. 10 Valores medidos.....	127
Tabla N°4. 11 Pérdidas de energía en tuberías de conducción de bunker. ....	128
Tabla N°4. 12 Pérdidas de energía.....	129
Tabla N°4. 13 Vapor que se perdía en las fugas de vapor hacia la atmósfera. ....	129
Tabla N°4. 14 Vapor que se pierde en fugas no reparadas. ....	129
Tabla N°4. 15 Revaporizado real no recuperado. ....	130

Tabla N°4. 16 Pérdida de energía en el serpentín de calentamiento de bunker.....	131
Tabla N°4. 17 Tabla resumen de pérdidas de energía.....	131
Tabla N°4. 18 Consumo de vapor nominal de cada equipo.....	132
Tabla N°4. 19 Mortadela Mr. Pollo de 2.5 kg. ....	132
Tabla N°4. 20 Mortadela de 4.2 kg.....	132
Tabla N°4. 21 Pérdidas de energía en la caldera.....	138
Tabla N°4. 22 Consumo de energía para operación de la caldera.....	139
Tabla N°4. 23 Balance térmico de la caldera. ....	139
Tabla N°4. 24 Propiedades del bunker a condiciones estándar.....	142
Tabla N°4. 25 Costo del kilogramo de vapor generado.....	143
Tabla N°4. 26 Pérdidas anuales de energía. ....	144
Tabla N°4. 27 Producción por unidad monetaria de combustible.....	145
Tabla N°4. 28 Costo del desperdicio de agua por inmersión. ....	146
Tabla N°5. 1 Flujo de energía con y sin aislamiento para la tubería N°1. ....	156
Tabla N°5. 2 Flujo de energía con y sin aislamiento para la tubería N°2. ....	156
Tabla N°5. 3 Flujo de energía con y sin aislamiento para la tubería N°3. ....	156
Tabla N°5. 4 Ahorro anual de energía para las tuberías en estudio.....	157
Tabla N°5. 5 Combustible que se purga en el tanque horizontal. ....	158
Tabla N°5. 6 Purga según disposición de tanques.....	160
Tabla N°5. 7 Alternativas para encontrar el número de tanques de recuperación de revaporizado.....	164
Tabla N°5. 8 Alternativa recomendada. ....	164
Tabla N°5. 9 Dimensionamiento del distribuidor de vapor. ....	168
Tabla N°5. 10 Costo por cañuela. ....	172
Tabla N°5. 11 Análisis de precios para distintos espesores de aislante. ....	172
Tabla N°5. 12 Tabla resumen para determinar el espesor de aislamiento óptimo en la tubería N°1. ....	173
Tabla N°5. 13 Tabla resumen para determinar el espesor de aislamiento óptimo en la tubería N°2. ....	174
Tabla N°5. 14 Tabla resumen para determinar el espesor de aislamiento óptimo en la tubería N°3. ....	174

Tabla N°5. 15 Ahorro económico anual por cambio de disposición de tanque.	175
Tabla N°5. 16 Inversión inicial para cambio de tanque. ....	176
Tabla N°5. 17 Rubros para la inversión inicial de los tanques de recuperación de revaporizado y distribuidor de vapor. ....	176
Tabla N°5. 18 Rubro de instalación de tuberías.....	177
Tabla N°5. 19 Aislante térmico e instalación.....	177
Tabla N°5. 20 Ahorro energético y económico.....	178
Tabla N°5. 21 Flujo de efectivo de las propuestas de ahorro de energía planteadas. ....	180
Tabla N°5. 22 TIR y relación B/C.....	181
Tabla N°5. 23 VAN.....	181
Tabla N°5. 24 Oportunidades de ahorro de energía con inversión. ....	183
Tabla N°5. 25 Oportunidades de ahorro de energía identificadas.....	184
Tabla N°5. 26 Panorama esperado después de implantación de oportunidades de ahorro de energía recomendadas. ....	184
Tabla N°6. 1 Turnos de trabajo en la Planta de Elaborados y Embutidos de PRONACA.....	189
Tabla N°6. 2 Especificaciones de la caldera de la Planta de Elaborados y Embutidos de PRONACA. ....	190
Tabla N°6. 3 Balance térmico de la caldera después del mantenimiento anual.	190
Tabla N°6. 4 Consumo de combustible de la caldera hasta el mes de Julio del 2006 al 2008.....	192
Tabla N°6. 5 Incremento anual del consumo de bunker de la caldera hasta el mes de Julio de cada año.....	193
Tabla N°6. 6 Pérdidas anuales de energía en el sistema de distribución de vapor. ....	194
Tabla N°6. 7 Oportunidades de ahorro de energía identificadas. ....	195
Tabla N°6. 8 Oportunidades de ahorro de energía con inversión. ....	196
Tabla N°6. 9 Panorama esperado después de implantación de oportunidades de ahorro de energía recomendadas.....	196

## INDICE DE FIGURAS

Figura N°2. 1 Ubicación de la Planta de Elaborados y Embutidos de PRONACA.....	5
Figura N°2. 2 Explicación de la codificación empleada en la Planta.....	6
Figura N°3. 1 Perfil de consumo de bunker de la caldera.....	15
Figura N°3. 2 Incremento del consumo de combustible.....	15
Figura N°3. 3 Incremento económico anual del consumo de bunker de la caldera.....	16
Figura N°3. 4 Caldera de cuatro pasos.....	17
Figura N°3. 6 Válvula reguladora de combustible (V.R.C.).....	19
Figura N°3. 5 Suministro de combustibles.....	1
Figura N°3. 7 Suministro de agua.....	21
Figura N°3. 8 Serpentín de calentamiento de bunker.....	22
Figura N°3. 9 Ubicación del serpentín en el tanque nodriza.....	23
Figura N°3. 10 Partes de la AEROMAT.....	25
Figura N°3. 11 Configuración de la unidad de acondicionamiento de aire.....	26
Figura N°3. 12 Dimensiones de los hornos HNHO1000 y HNHO2000.....	28
Figura N°3. 13 Dimensiones para el horno HNHO3000, AEROMAT arriba.....	28
Figura N°3. 14 Variación de la producción de cocción en hornos de los últimos tres años.....	29
Figura N°3. 15 Cocción en hornos hasta Julio de cada año.....	30
Figura N°3. 16 Dimensiones en milímetros del serpentín de las marmitas.....	32
Figura N°3. 17 Serpentín de calentamiento de HNMA1000.....	33
Figura N°3. 18 Variación de la producción de cocción en los últimos tres años.....	34
Figura N°3. 19 Cocción en las marmitas hasta Julio de cada año.....	35
Figura N°3. 20 Diagramas de funcionamiento de las unidades, a) cerrada y b) abierta.....	36
Figura N°3. 21 Nomenclatura para las tuberías de vapor.....	36
Figura N°3. 22 Distribuidor de vapor.....	38
Figura N°3. 23 Tomas de vapor de 4-ST-004.....	39
Figura N°3. 24 Ramificación de la tubería principal del distribuidor de vapor.....	39

Figura N°3. 25 Suministro de vapor de la última marmita, HNMA 1000.....	40
Figura N°3. 26 Nomenclatura para el sistema de retorno de condensado.....	41
Figura N°3. 27 Diagrama isométrico de las tuberías en estudio. ....	42
Figura N°3. 28 Dimensiones generales del tanque diario. ....	44
Figura N°3. 29 Disco flotador en la superficie del bunker. ....	45
Figura N°3. 30 Diagrama de entradas y salidas del tanque diario de bunker. ....	45
Figura N°3. 31 Ciclos de consumo de bunker.....	48
Figura N°3. 32 Diferencia de volumen. ....	49
Figura N°3. 33 Energía Consumida. ....	50
Figura N°3. 34 Altura de condensado registrada en el recipiente de medición.....	58
Figura N°3. 35 Puntos de medición de temperatura y pérdida de calor.....	67
Figura N°3. 36 Resistencia térmica.....	69
Figura N°3. 37 Termograma de la caldera. ....	73
Figura N°3. 38 Tabla de distintos valores de temperatura del termograma de la caldera. ....	74
Figura N°3. 39 Explicación del termograma.....	75
Figura N°3. 40 Fuga de vapor en la brida de la línea longitudinal de vapor.....	76
Figura N°3. 41 Trampa de vapor de termodinámica con filtro de pierna colectora. ....	77
Figura N°3. 42 Trampa de vapor abierta, con el disco rebotando dentro de la tapa de la trampa. ....	77
Figura N°3. 43 Trampa de vapor nueva, funcionamiento correcto.....	78
Figura N°3. 44 Fuga de vapor en unión una universal y en un neplo.....	81
Figura N°3. 45 Método gráfico empleado para determinar la pérdida de vapor en la unión universal. ....	82
Figura N°3. 46 Método gráfico empleado para determinar la pérdida de vapor en el neplo de 100 mm.....	82
Figura N°3. 47 Fuga de vapor en empaque de la puerta de HNHO3000.....	83
Figura N°3. 48 Método gráfico empleado para determinar la pérdida de vapor en la puerta del horno HNHO3000.....	84
Figura N°3. 49 Fuga de vapor en brida de tubería principal de vapor 4-ST-007. D. aprox. 7/32". ....	84

Figura N°3. 50 Fuga de vapor en filtro de vapor de HNHO2000. D. aprox. 3/16” .....	85
Figura N°3. 51 Fuga de vapor en válvula reguladora de acción de presión controlada externamente de HNHO2000. D. aprox. 7/32” .....	85
Figura N°3. 52 Pérdidas en el serpentín. ....	86
Figura N°3. 53 Dimensiones del serpentín.....	87
Figura N°3. 54 Utilización de vapor durante el calentamiento del agua y cocción de mortadela Mr. Pollo de 2.5 kg. ....	94
Figura N°3. 55 Utilización de vapor durante el calentamiento de agua y cocción de mortadela de 4.2 kg. ....	96
Figura N°4. 1 Resistencias térmicas. ....	123
Figura N°4. 2 Diagrama de entradas y salidas de la caldera. ....	128
Figura N°4. 3 retorno de condensado, consumo directo de vapor. ....	134
Figura N°4. 4 Precio de energía comprada y transformada por la unidad de generación de vapor. ....	141
Figura N°4. 5 Porcentaje de pérdidas anuales en el sistema de distribución de vapor. ....	144
Figura N°5. 1 Resistencias térmicas. ....	149
Figura N°5. 2 Volumen que se purga. ....	158
Figura N°5. 3 Tanque diario vertical.....	159
Figura N°5. 4 Recipiente de recuperación de revaporizado.....	162
Figura N°5. 5 Configuraciones de los recipientes flash.....	163
Figura N°5. 6 Distribuidor de vapor.....	167
Figura N°5. 7 Pierna colectora.....	170
Figura N°5. 8 Valor actual neto en función del espesor de aislante (tubería N°1).....	174
Figura N°6. 1 Perfil de consumo de bunker. ....	192
Figura N°6. 2 Incremento del consumo de combustible comparado hasta el mes de Julio de cada año. ....	193
Figura N°6. 3 Incremento económico anual del consumo de bunker. ....	193

Figura N°6. 4 Porcentaje de pérdidas anuales en el sistema de distribución de vapor..... 194

## **INDICE DE ANEXOS**

### **ANEXO A**

#### **ORGANIGRAMA ESTRUCTURAL Y DIAGRAMAS DE PROCESOS**

ANEXO A-I : Organigrama estructural de la Planta de Elaborados y Embutidos de PRONACA

ANEXO A-II : Diagrama de Procesos para Jamones

ANEXO A-III : Diagrama de Procesos para pernil

ANEXO A-IV : Diagrama de Procesos para Productos Congelados Cocidos

### **ANEXO B**

#### **MEDICIONES REALIZADAS Y EQUIPOS EMPLEADOS**

ANEXO B-I : Procedimiento de Aforo del Tanque de Condensado SNAG1000.

ANEXO B-II : Inspección Infrarroja de las instalaciones de Vapor

ANEXO B-III : Inspección Ultrasónica de las Trampas de Vapor

ANEXO B-IV : Tabla de flujo de vapor en orificios descargados a la atmósfera

ANEXO B-V : Equipos de Diagnóstico Energético Empleados

### **ANEXO C**

#### **REVAPORIZADO NO RECUPERADO**

ANEXO C-I : Tablas utilizadas para determinar el flujo de condensado de cada trampa vapor instalada en la Planta.

ANEXO C-II : Vapor flash no recuperado

### **ANEXO D**

#### **DIMENSIONAMIENTO DE AISLANTE TÉRMICO Y TANQUES FLASH**

ANEXO D-I : Flujo de Calor Calculados para Distintos Espesores de Aislamiento

ANEXO D-II : Selección del Número de Tanques Flash y sus Dimensiones.

ANEXO D-III : Cálculos para determinar el espesor de aislamiento óptimo en tuberías de conducción de bunker.

ANEXO D-IV : Cotizaciones de materiales para las propuestas de ahorro de energía.

ANEXO E

PLANOS

ANEXO E-I : Layout de la Planta de Elaborados y Embutidos de PRONACA

ANEXO E-II : Plano isométrico de vapor

ANEXO E-III : Medidas de temperatura superficial y pérdidas de energía

ANEXO E-IV : Puntos calientes

ANEXO E-V : Revisión del funcionamiento de las trampas de vapor

ANEXO E-VI : Dimensiones del tanque flash N°1 y N°2

ANEXO E-VII : Distribuidor de vapor

ANEXO E-VIII : Pierna colectora

ANEXO E-IX : Ubicación de tanques de flasheo, distribuidor de vapor y cambios en las instalaciones de vapor

ANEXO F

FOTOGRAFÍAS

ANEXO F-I : Fotografías de Mediciones Realizadas

## **INDICE DE ABREVIATURAS**

V.R.C. Válvula reguladora de combustible

De	diámetro exterior de tubería
Di	diámetro interior de tubería
T <sub>sup.</sub>	Temperatura superficial
T <sub>amb.</sub>	Temperatura ambiente
T <sub>f</sub>	Temperatura de película
T <sub>e</sub>	Temperatura de salida de bunker
T <sub>i</sub>	Temperatura de ingreso de bunker
T <sub>b</sub>	Temperatura promedio de bunker
Dif. Media Log.	Diferencia media logarítmica de temperaturas
T agua cocc.	Temperatura del agua de cocción
T cond.	Temperatura del condensado
hcr.	Coeficiente de convección y radiación
hrad.	Coeficiente por radiación
Gr	Número de Grashof
Pr	Número de Prandtl
Nu	Número de Nusselt
$\beta$	Coeficiente de expansión volumétrica del aire
g	Aceleración de la gravedad
$\dot{m}$	Flujo másico
$\eta_d$	Eficiencia del generador de vapor por el método directo
Q <sub>1</sub>	Calor útil transferido al agente de trabajo en la caldera
Q <sub>d</sub>	Calor disponible en la caldera

$\eta_i$	Eficiencia del generador de vapor por el método indirecto
$q_p$	Pérdidas térmicas en el generador de vapor
$q_2$	Pérdidas de calor sensible con los gases de salida
$t_g$	Temperatura de los gases de escape, °C
$t_a$	Temperatura del aire ambiente, °C
$CO_2, CO$	Porcentaje en volumen de dióxido de carbono y monóxido de carbono en los gases de escape.
$K$	Coefficiente de Hassentein
$q_3$	Pérdidas de calor por combustión incompleta
$Q_7$	Calor perdido con las purgas por unidad de combustible,
$D_p$	Gasto de agua extraída
$h_{i2}$	Entalpía del agua de la caldera (líquido saturado a la presión del domo)
$h_{aa}$	Entalpía del agua de alimentación
$B_c$	Gasto de combustible
$q_5$	Pérdida de calor por radiación y convección
$Q_{np}$	Consumo de energía en necesidades propias
P1	Precio de energía comprada
P2	Precio de energía transformada
$CE$	Consumo específico de combustible, kgv/kgc

$\eta_g$	Eficiencia del generador de vapor
$Q_i$	Poder calórico inferior del combustible, KJ/kgc
$h_v$	Entalpía del vapor a la presión de trabajo, KJ/kg
$h_{aa}$	Entalpía del agua de alimentación
<b>VP</b>	Valor presente
<b>A</b>	Anualidad
<b>i</b>	Tasa de descuento para el segmento productivo empresarial
n	Tiempo de vida del proyecto, 10 años
FVPSU	Factor de valor presente de serie uniforme
<b>VAN</b>	Valor actual neto
TIR	Tasa interna de retorno
B/C	Relación beneficio costo

## RESUMEN

El proyecto de titulación desarrolla una Auditoría Energética de la Caldera y el Sistema de Distribución de Vapor de la Planta de Elaborados y Embutidos de PRONACA.

Debido a la necesidad de optimizar el uso de la energía proveniente de combustibles fósiles en el sistema de vapor de la planta, que incluye la caldera y el sistema de distribución de vapor; se ha realizado una auditoría energética preliminar y detallada empleando la Primera y Segunda Ley de la Termodinámica para encontrar la línea base de consumo de energía y oportunidades de ahorro de energía. Se ha realizado un análisis técnico y económico de estas oportunidades de ahorro, así como un plan de acción para su implantación.

Este proyecto es el primer paso para establecer un programa de administración de energía en el sistema de vapor de la planta.

En las mediciones realizadas en la auditoría energética preliminar se utilizaron equipos de diagnóstico energético del Ministerio de Electricidad y Energía Renovable del Ecuador.

El capítulo primero establece la introducción del proyecto, así como su justificación, objetivos generales, específicos y alcance.

El capítulo segundo indica la descripción general de la empresa y el tercer capítulo establece la auditoría energética preliminar y termina con un informe.

El capítulo cuarto establece la auditoría energética detallada en la que se establecen repartos de consumo, rendimiento de las instalaciones, contabilidad energética y propuestas de mejoras.

En el capítulo cinco se realiza la evaluación técnica-económica de las propuestas de ahorro de energía encontradas.

En el capítulo seis se indica el informe de la auditoría energética en forma de un resumen ejecutivo. Finalmente, se establecen las conclusiones y recomendaciones.

## **PRESENTACIÓN**

La necesidad de la reducción de utilización de combustibles fósiles debido a los problemas ambientales que provocan sus emisiones y los efectos adversos que ocasionan en el ambiente. Ha sido la causa principal para la búsqueda de formas adecuadas para el uso eficiente de todos los recursos energéticos.

En nuestro país mediante la aplicación paulatina de políticas por parte de las entidades encargadas de la administración de la energía se han realizado proyectos para su uso adecuado de manera especial en el sector industrial.

El uso eficiente de la energía además de los beneficios ambientales que trae por la disminución del consumo de combustibles de origen fósil, también logra beneficios económicos importantes que elevan la competitividad de las empresas. Siendo la auditoría energética el paso fundamental para la identificación de la situación actual del consumo de los distintos energéticos.

Con la colaboración del Ministerio de Electricidad y Energía Renovable del Ecuador, el presente proyecto promueve la participación activa del estudiante en el campo de la eficiencia energética.

## **CAPITULO 1.**

### **GENERALIDADES**

#### **1.1 JUSTIFICACIÓN DEL PROYECTO**

La necesidad del uso adecuado de la energía empleada para la realización de actividades productivas, el interés que está brindando el Gobierno a través del Ministerio de Electricidad y Energía Renovable en política energética y al aporte de la Facultad de Ingeniería Mecánica de la Escuela Politécnica Nacional; posibilita el plantear este tema como proyecto de titulación como un medio para el mejor aprovechamiento de la energía.

El uso intensivo de la energía el sector industrial ha convertido este rubro en una importante estructura de costos en las empresas. Las industrias utilizan la energía básicamente para tres aplicaciones: calentamiento o enfriamiento, fuerza motriz y generación de vapor, entonces debido a las importantes cantidades de combustibles fósiles y energía eléctrica que se consumen para estos fines, es importante disminuir éstos con el fin de bajar costos de producción y evitar la contaminación ambiental.

Hacer un uso eficiente de la energía surge hoy más que nunca, como un requisito más que económico, moral, de todos los habitantes del planeta, pues esto contribuirá a dejar a nuestras futuras generaciones un lugar donde vivir, de nada significará poseer autos eficientes o teléfonos modernos, si no se tiene donde disfrutarlos.

#### **1.2 OBJETIVO GENERAL**

Optimizar el uso de la energía en el sistema de vapor: la caldera y distribución de vapor para la Planta de Elaborados y Embutidos de PRONACA, mediante la

aplicación de una auditoría energética preliminar y detallada, empleando la primera y segunda Ley de Termodinámica y soportada por una instrumentación adecuada.

### **1.3 OBJETIVOS ESPECÍFICOS**

1. Obtener el conocimiento del consumo real de energía en el sistema de vapor de la empresa.
2. Determinar el rendimiento y comportamiento térmico de la caldera.
3. Establecer las oportunidades de ahorro de energía.
4. Estudiar las distintas oportunidades del ahorro de energía, en función de su rentabilidad a corto, mediano y largo plazo.

### **1.4 ALCANCE**

1. Estudio de cómo se compra la energía: tipos de energías, tarifas y forma de almacenamiento.
2. Determinación de donde y como se utiliza la energía que proviene de los combustibles.
3. Consumo de la energía, por mes, por producto y por proceso.
4. Mediciones y rendimientos, con base a índices propios o índices estándares.
5. Recopilación información de la auditoría preeliminar, de los consumos directos, de servicio y su análisis.
6. Rendimiento de las instalaciones, energía útil, pérdidas.
7. Propuestas de mejoras, ahorros e inversiones.
8. Realización de un informe de la auditoría en el que se realizarán todas las recomendaciones de ahorro energético en la caldera y del sistema de distribución de vapor.
9. Elaborar el plan de acción para que se puedan implantar las recomendaciones de ahorro establecidas.
10. Elaborar un plan de medición y monitoreo que establezca la línea de base del plan propuesto, es decir, la situación antes de implementar las recomendaciones y el procedimiento para verificar en qué medida los ahorros previstos se materializan.

## **CAPITULO 2.**

### **DESCRIPCIÓN GENERAL DE LA EMPRESA**

El capítulo establece una reseña histórica del grupo Corporativo de PRONACA y se resaltan algunos reconocimientos logrados por el grupo. Centrándose en la Planta de Elaborados y Embutidos de PRONACA en la que se ha realizado el presente proyecto de titulación, estableciendo la información sobre su origen, certificaciones alcanzadas a sus procesos productivos, etc.

Se indican los productos que se elaboran en la Planta, así como sus procesos en diagramas. También, muestra la descripción física de la Planta y se indican las zonas de interés para este proyecto.

#### **2.1 ASPECTOS GENERALES DE LA EMPRESA**

##### **2.1.1 BREVE RESEÑA HISTÓRICA DE PRONACA**

En 1957, se constituye INDIA dedicada a la importación y distribución de insumos agropecuarios y de artículos para la industria textil.

El 11 de Junio de 1979 se funda la Procesadora Nacional de Aves, PRONACA. En la línea avícola, primero en la incubación y la producción de huevos comerciales, luego en el procesamiento y venta de pollos y pavos. En sus inicios PRONACA contaba con una instalación, ubicada en Yaruquí con un total de dieciséis empleados, dos administrativos y catorce operarios.

En los noventa llegó la diversificación en productos cárnicos con la producción de cerdos y embutidos y llegaron los productos de mar para exportación y mercado interno.

En 1999, cambia de denominación a Procesadora Nacional de Alimentos C.A., PRONACA, e incursiona en nuevos campos en la industria alimenticia con conservas, arroz y alimentos precocidos.

Actualmente PRONACA, es una empresa procesadora y comercializadora de alimentos que llega a las mesas ecuatorianas con más de 800 productos. Es reconocida como un icono de desarrollo; como una fuente de trabajo y también es catalogada como una empresa totalmente ecuatoriana que ofrece calidad.

Su experiencia en el Ecuador, le ha permitido extender sus fronteras con actividades productivas y comerciales hacia Brasil, Colombia y Estados Unidos.

Desde el año 2004, PRONACA ocupa el segundo lugar en el ranking general de las empresas más respetadas en el Ecuador y el primer lugar en el ranking de alimentos y bebidas que cada año realiza la revista Líderes; Diario El Comercio.

### **2.1.2 PLANTA DE ELABORADOS Y EMBUTIDOS DE PRONACA**

Dentro de la diversificación de productos llevada a cabo por PRONACA, en 1991 se inicia la construcción de la Planta de Elaborados y Embutidos, la cual entra en operación en 1993.

La planta de elaborados y embutidos es un centro de operaciones donde se da valor agregado a la producción de productos cárnicos, esto es, elaboración de embutidos y productos listos para ser consumidos en el mercado.

La planta, certificó sus procesos de elaboración de carnes procesadas, pastas finas, congelados, jamones y horneados bajo normas HACCP. Certificado de mayor prestigio internacional que una empresa de alimentos obtiene en seguridad alimentaria.

El viernes 22 de Agosto del 2008 la Planta de Elaborados y Embutidos de PRONACA, obtiene la certificación ISO 22000, que es un estándar internacional que integra todas las actividades de la empresa alimentaria. Siendo así, la primera empresa alimentaria en el país en obtener esta certificación internacional.

La Planta de Elaborados y Embutidos se encuentra ubicada en el kilómetro 24 vía el Quinche, en la Parroquia de Pifo (Fig.Nº2.1).



Figura N°2. 1 Ubicación de la Planta de Elaborados y Embutidos de PRONACA.

La Planta de Elaborados y Embutidos, trabaja en tres turnos según se indica en la tabla N°2.1.

Tabla N°2. 1 Turnos de trabajo.

Turno	Inicio	Fin
1ro.	05:00	14:00
2do.	13:00	21:00
3ro.	21:00	05:00

El organigrama estructural y el layout de la Planta de Elaborados y Embutidos de PRONACA, se muestran en el **ANEXO A-I** y en el **ANEXO E-I** de planos, respectivamente.

## 2.2 DESCRIPCIÓN FÍSICA DE LA PLANTA

El área total de la planta es de 3901.8 m<sup>2</sup>. Se encuentra construida con paredes de bloque y con una cubierta de losa. Los pisos son de concreto y posee canales de recolección de agua.

La Planta se encuentra dividida en trece sectores; cada uno cuenta con su respectivo código establecido por requerimientos de organización de la Planta. En la figura N°2.2, se realiza la explicación de esta codificación.

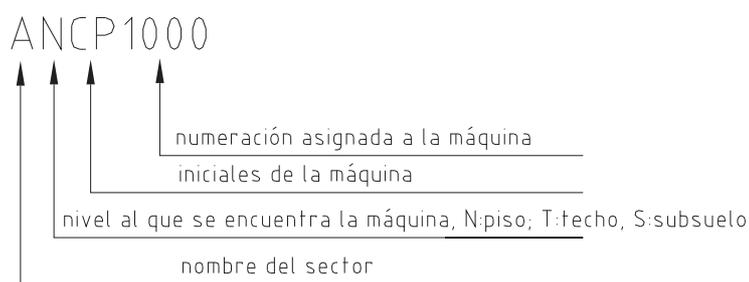


Figura N°2. 2 Explicación de la codificación empleada en la Planta.

En la tabla N°2.2, se encuentran los trece sectores de la Planta de Elaborados y Embutidos de PRONACA. Cada uno de ellos ha sido clasificado dentro de seis zonas, según la actividad que se desarrolla.

Tabla N°2. 2 Sectores de la Planta de Elaborados y Embutidos de PRONACA.

Zona	Cod.	Sector	L(m)	W(m)	Área(m <sup>2</sup> )	%
Administración	AN000000	Administración	37.5	8	300	8
Procesos Industriales	CN000000	Cámaras de Frío	81	12	972	25
	PN000000	Preformados	18	6	108	3
	EN000000	Elaboración	29	18	522	13
	HN000000	Ahumado	21	18	378	10
	MN000000	Empaque	26	16	416	11
	DN000000	Despacho	30	9	270	7
Casa de máquina y servicios	SN000000	Casa de Fuerza	26	8	208	5
	IN000000	Cocina y Comedor	18	9	162	4
	LN000000	Lavandería	8	7,6	60.8	2
Bodega	BN000000	Bodega	20	18	360	9
Laboratorio	ON000000	Laboratorio	11	7	77	2
Taller de Mantenimiento	TN000000	Taller	8,5	8	68	2
					3901.8	100

En los sectores de: elaboración, ahumado, preformado y casa de fuerza, se concentran las actividades productivas de la Planta de Elaborados y Embutidos.

**Elaboración.-** En este sector se realizan las siguientes actividades productivas: embutido, ahumado y reposo. Constituye el 13% de la superficie total de la Planta; se encuentran veinte y ocho máquinas. Existen iluminación con lámparas mixtas, es decir, de mercurio de alta presión con filamento incandescente. En la tabla N°2.3, se identifica la lista de máquinas de este sector.

Tabla N°2. 3 Máquinas consideradas en el sector de elaboración.

	Cod.	Máquina
1	ENAT1000	Atadora # 1
2	ENAT2000	Atadora # 2
3	ENBM1000	Bomba Crepaco
4	ENBM2000	Bomba de masa Townsend
5	ENCL2000	Clipadora Poli.Clip DFC
6	ENCL3000	Clipadora Poli.Clip DFC
7	ENCO1000	Cutre
8	ENDE1000	Deflectadora
9	ENDE2000	Deflectadora #2
10	ENDG1000	Mezcladora Agua-Vapor
11	ENDG2000	Mezcladora Agua-Vapor
12	ENEB1000	Embutidora VEMAG
13	ENEB2000	Embutidora RT6
14	ENEB3000	RT6 Plus
15	ENEB4000	Embutidora pequeña Avest
16	ENEB5000	Embutidora Automática FI
17	ENEB6000	Embutidora VEMAG robot
18	ENEL1000	Elevador
19	ENEU2000	Emulsor KS
20	ENFA1000	Analizador de grasa
21	ENMH1000	Máquina de humo líquido
22	ENMJ1000	Máquina de espuma
23	ENMJ2000	Máquina de espuma #2
24	ENMO2000	Molino angular
25	ENMO3000	Molino pequeño
26	ENMZ1000	Mezcladora
27	ENMZ2000	Mezcladora Wolfking
28	ENDE3000	Desmenuzador de carne congelada

**Ahumado.-** Ocupa de 10% de la superficie total de la Planta y se realizan actividades de cocción, enfriamiento y acondicionamiento para rebanar.

En este sector se encuentran la mayor cantidad de equipos de consumo de vapor, como son: marmitas y hornos. Los equipos que se encuentran son veinte y dos (tabla N°2.4). Al igual que en ahumados, la iluminación es con lámparas mixtas.

Tabla N°2. 4 Máquinas consideradas en el sector de ahumado.

	Cod.	Máquina
1	HN001000	Cámara de cortadoras
2	HN002000	Cámara de producto ahumado
3	HNEN1000	Chiller
4	HNGU1000	Generador de humo 1
5	HNGU2000	Generador de humo 2
6	HNGU3000	Generador de humo 3
7	HNHO1000	Horno 6 coches
8	HNHO2000	Horno 2 coches
9	HNHO3000	Horno 8 coches
10	HNHO4000	Horno 8 double D 2 coches
11	HNMA1000	Marmita 1 solo módulo
12	HNMA2000	Marmita 2 módulos
13	HNMA3000	Marmita 2 módulos
14	HNMA4000	Marmita 2 módulos
15	HNMA5000	Marmita 2 módulos
16	HNMA6000	Marmita caldera de cocción
17	HNSP3000	Peladora Separadora 2600
18	HNSP4000	Separadora salchichas VE
19	HNTC1000	Teclé eléctrico de marmi.
20	HTAG1000	Tanque de agua caliente
21	HTDV1000	Distribuidor de vapor
22	HTEA1000	Sist. de extracción de aire

**Preformados.-** Constituye el 3% de la Planta. En la tabla N°2.5, se indican siete equipos. Las actividades que se realizan en este sector son: preparación de coches, moldeo, prefitura, embutido.

Tabla N°2. 5 Máquinas consideradas en el sector de preformados.

	Cod.	Máquina
1	PNAP1000	Aplicador de batido
2	PNCO1000	Cutre TEC Maq
3	PNEM1000	Empanizadora
4	PNFO1000	Formadora
5	PNFR1000	Freidora
6	PNMZ3000	Mezcladora Stein nisina
7	PTDV1000	Distribuidor de vapor

**Casa de Fuerza.-** En esta zona se genera toda la energía necesaria para los procesos productivos de la Planta. La iluminación se realiza mediante lámparas fluorescentes. Ocupa el 5% del área total de la Planta, se encuentra separada del sector de producción. La siguiente tabla indica los equipos considerados en este sector.

Tabla N°2. 6 Equipos considerados en casa de fuerza.

Cod.	Máquina	Capacidad
SNAB1000	Tanque diario de bunker	250 GAL
SNAD1000	Tanque diario diesel	250 GAL
SNAG1000	Tanque de agua alim. a caldera	200 GAL
SNAG11B1	Bomba de alimentación1	31 GPM
SNAG11B2	Bomba de alimentación2	31GPM
SNBB1000	Bomba de bunker caldera	3 GPM
SNBG2000	Bomba de agua caldero	
SNCB1000	Caldera	CLEAVER BROOKS 150BHP
SNDV1000	Manifold	
SSAB1000	Tanque nodriza de bunker	20938 GL
SSAD1000	Tanque nodriza de diesel	4125 GL
SSBB1000	Bomba de envío de bunker	5GPM
SSBD1000	Bomba de envío de diesel	

El tanque nodriza de bunker y de diesel se encuentran fuera de las fronteras físicas de casa de fuerza, pero por consideraciones operativas se considera que éstos se encuentran dentro de este sector.

En el **ANEXO E-I** de planos, se encuentra el layout de la Planta de Elaborados y Embutidos de PRONACA.

### 2.3 DESCRIPCIÓN DEL PROCESO DE PRODUCCIÓN DE LA EMPRESA

La Planta de Elaborados y Embutidos de PRONANA elabora 256 items, clasificados en cuatro grupos como: pastas finas, jamones, productos congelados y productos horneados (tabla N° 2.7).

Tabla N°2. 7 Productos elaborados.

Pastas Finas:	Jamones:	Congelados Cocidos:	Horneados:
Chorizo	Jamón de Pierna	Chicken Whopper	Chuleta
Longaniza	Jamón de Espalda	Fritada Completa	Piernas de Pavo
Ranchera	Jamón Fritz	Alitas	Tocineta Redonda
Salchicha Light Pollo	Jamón Americano	Fajitas	Jamón Artesanal
Salchicha Light Pavo	Jamón de Pechuga	Topping	Tocineta a granel
Salchicha Looney	Jamón de Pollo	Beef de res	Tocineta Rebanada
Tunes			
Mortadela Extra	Pernil	Salchicha Italiana	
Mortadela Fritz	Jamones Ahumados	Grilled Chicken	

Mortadela Looney	Lomito	Alitas Campero	
Tunes			
Cocktail Fritz	Jamón Glaceado	Alitas Domino's	
Chorizo Rebanado	Pernilito de Pavo		
Chorizo al granel	Jamón Pizza Hut		
Longaniza			

Debido al gran número de procesos para la elaboración de los productos indicados en la tabla anterior, y puesto que el presente proyecto de titulación se concentra en buscar oportunidades de ahorro de energía en el sistema de vapor. Entonces se pondrá primordial atención en la etapa de cocción de los mismos, ya que en ésta se produce consumo de vapor.

El **ANEXO A-II**, presenta los diagramas de procesos de algunos productos, como jamones, productos congelados cocidos y productos horneados; que se procesan en la Planta de Elaborados y Embutidos de PRONACA.

La etapa de cocción constituye una parte fundamental del proceso productivo, debido a que de ésta garantiza que el producto obtenido cumplirá con todas las propiedades de inocuidad para su consumo.

La tabla N°2.8, se muestra, a manera de ejemplo, una lista de productos con su respectivo peso unitario.

Tabla N°2. 8 Peso unitario de productos.

Producto	Peso (g/U)
Mortadela Taco, Pollo y Fritz	500
Mortadela Fritz Granel	2000
Mortadela Pollo, Pavo, Bologna Granel	2500
Mortadela Pollo, Fritz, Pavo, Extra Sup.	4000
Mortadela Bologna, Pollo Súper	
Jamón Fritz, Light, Pollo, Light Pavo	7500
Jamón Pollo Súper, Americano, Tocineta	
Jamón, Light Pollo, Sanduchero, Americano granel	3500
Jamón Light Pavo, Mr. Pollo, Espalda	4500
Jamón Pierna Pavo, Pierna Súper, Espalda Súper, Pollo Súper	5000

## **CAPITULO 3.**

### **AUDITORÍA ENERGÉTICA PRELIMINAR**

El capítulo establece la auditoría energética preliminar de la Planta de Elaborados y Embutidos de PRONACA. Empieza con información referente a los tipos de energía que la Planta dispone para sus actividades. A continuación, se explica cada uno de los componentes que conforman el sistema de vapor desde el generador de vapor hasta el retorno del condensado. Se realiza una recopilación histórica de los últimos tres años del consumo de combustible de la caldera y de producción en equipos en los cuales interviene el vapor como fluido de trabajo.

Incluye todas las mediciones realizadas en el generador de vapor, necesarias para determinar su balance energético. Se realiza una explicación de la descripción del procedimiento seguido para realizar estas mediciones, así como, los datos obtenidos y calculados.

Finalmente se elabora un informe de la auditoría energética preliminar, en el que se mencionan aspectos relevantes de inspecciones técnicas a las instalaciones, así como de las mediciones realizadas.

### 3.1 ENERGÍA QUE DISPONE LA PLANTA

La Planta de Elaborados y Embutidos de PRONACA dispone de los siguientes tipos de energía para sus actividades productivas:

	Uso
Energía Eléctrica	motores, compresores, bombas, iluminación
Diesel	generador de electricidad, arranque de la caldera
Bunker	caldera
GLP	calentamiento de agua, cocinas, secadora de ropa

La energía eléctrica es suministrada por la empresa eléctrica a un voltaje de 130000 V (media tensión) a 60 HZ para luego, mediante un transformador se baja el voltaje a 460 V en los tableros de distribución y después para consumo de los equipos se tiene 220 V y 110 V.

Los combustibles líquidos, como el diesel y el bunker son repartidos a la planta en tanqueros provenientes del Terminal del Beaterio de la ciudad de Quito y de la refinería de La Libertad de la Provincia de Guayas, respectivamente. Los combustibles son depositados en los tanques nodriza correspondientes para después por medio de sistemas de transporte por bombeo se suministran a los tanques diarios.

El gas licuado de petróleo es suministrado, por REPSOL GAS, la empresa encargada de realizarlo por medio de un vehículo repartidor.

La capacidad de los tanques de mayor capacidad, llamados nodriza es de 20938 y 4125 galones, para el tanque de bunker y diesel, respectivamente. La capacidad del tanque de almacenamiento de GLP es de 500 galones.

### 3.2 RECOPIACIÓN DE DATOS HISTÓRICOS DE CONSUMO DE BUNKER

La información suministrada por la Planta, con respecto al consumo de combustible de la caldera corresponde a mediciones realizadas en el tanque de almacenamiento, nodriza SSAB1000 de 20938 galones.

Las mediciones se realizan con base a la altura del nivel de bunker, la misma que después se convierte en volumen considerando que 1 cm medido equivale a 100

galones de bunker. Como se puede apreciar, la medida no es exacta, debido a que una pequeña variación en la apreciación de la medida significaría una variación considerable en el volumen existente y consumido de bunker.

Estas mediciones se realizan una vez al día y no se procede a realizar la corrección de volumen por variación de temperatura a condiciones estándar, es decir, a 60°F y 14.7 psia. Por este motivo la información presentada a continuación consiste en datos de volumen y no de energía.

Además, se considerará para la comparación de combustible consumido hasta los meses de Julio de los últimos tres años, puesto que la recopilación de información se ha realizado hasta mediados del mes de Agosto del 2008.

Para la comparación del incremento económico de la compra de combustible para la caldera, se realiza con un precio amortizado de compra de combustible por parte de la Planta de 0.7131 USD por galón de bunker.

Las tablas N°3.1, 3.2 y 3.3, indican los valores de consumo de bunker de los años 2006, 2007 y 2008, respectivamente.

Tabla N°3. 1 Consumo de bunker del año 2006.

Año	Mes	GAL
2006	1	5900
2006	2	5500
2006	3	5854
2006	4	5183
2006	5	6248
2006	6	6100
2006	7	5224
	TOTAL	40009

Tabla N°3. 2 Consumo de bunker y horas de operación de la caldera 2007.

Año	Mes	GAL	Tiempo de operación(h)
2007	1	6200	504.40
2007	2	4300	435.50
2007	3	6300	492.80
2007	4	5700	403.00

2007	5	6700	479.30
2007	6	6700	498.70
2007	7	6100	442.70
2007	8	8100	508.00
2007	9	4300	478.00
2007	10	7400	528.70
2007	11	7200	478.30
2007	12	7200	559.15
	TOTAL	76200	5808.55
	Hasta Julio	42000	

Tabla N°3. 3 Consumo de combustible de la caldera y horas de operación 2008.

Año	Mes	GAL	Tiempo de operación(h)
2008	1	8680	522.50
2008	2	5800	518.00
2008	3	5700	489.50
2008	4	7100	526.00
2008	5	6100	487.00
2008	6	6800	492.50
2008	7	8000	632.50
2008	*8	3700	275.00
	TOTAL	51880	3943.00
	Hasta Julio	48180	

\*Datos registrados hasta 17 de agosto

La figura N°3.1, presenta el perfil de consumo de bunker de la caldera, determinado en función de las tres tablas.

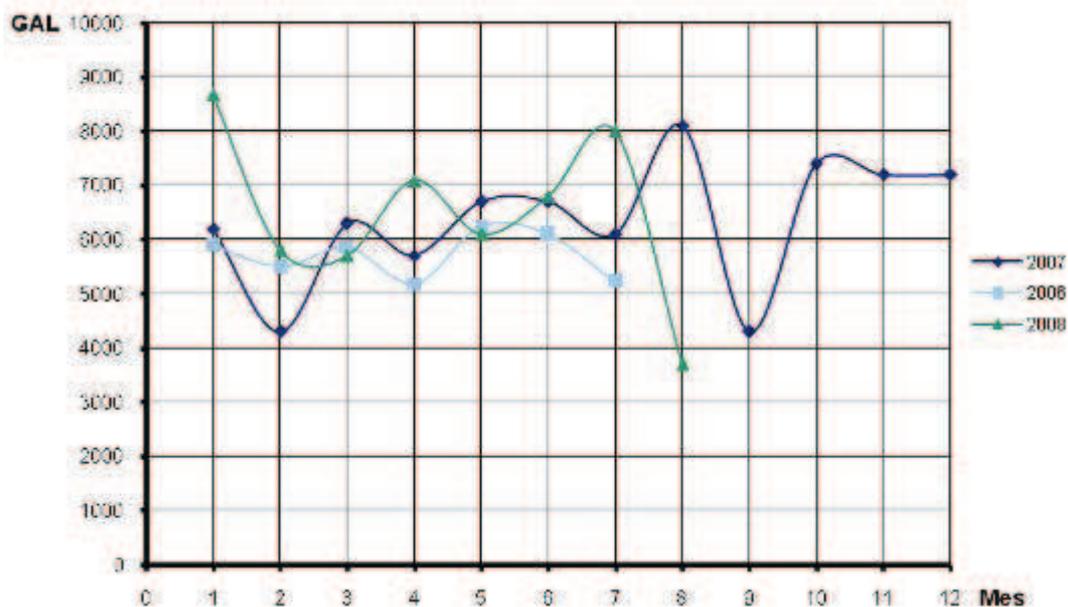


Figura N°3. 1 Perfil de consumo de bunker de la caldera.

El incremento del consumo de combustible de forma gráfica, se indica en la figura N°3.2, comparados hasta el mes de Julio de cada año.

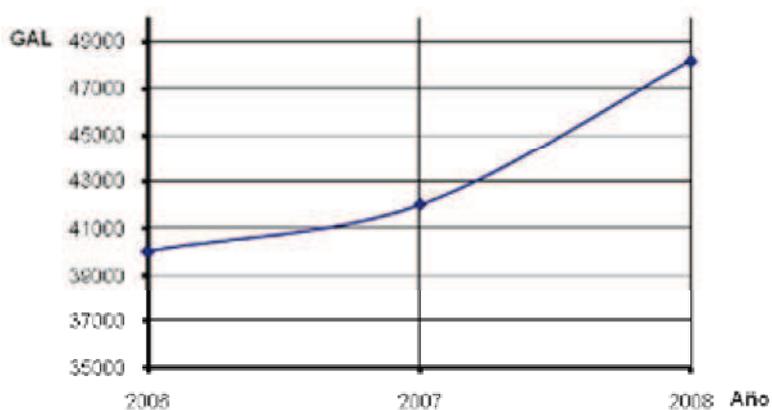


Figura N°3. 2 Incremento del consumo de combustible.

La tabla N°3.4, indica el costo anual de consumo de combustible de la caldera hasta el mes de Julio de cada año.

Tabla N°3. 4 Incremento anual del consumo de bunker de la caldera

Año	GAL	Costo (USD/GAL)	Costo (USD)	Incremento(USD)
2006	40009	0.7131	28530.42	
2007	42000	0.7131	29950.20	1419.78
2008	48180	0.7131	34357.16	4406.96

La figura N°3.3, muestra de manera gráfica el incremento económico anual de consumo de bunker.

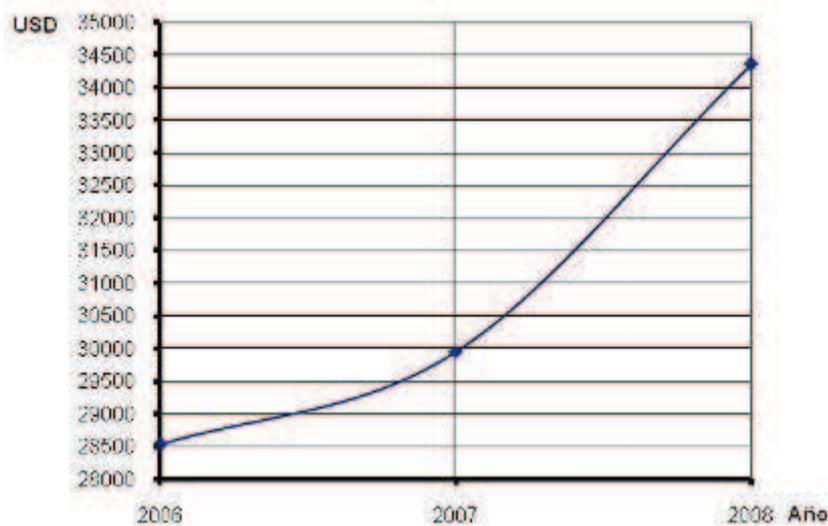


Figura N°3. 3 Incremento económico anual del consumo de bunker de la caldera.

Analizando la tabla N°3.4 y la figura N°3.3, se aprecia que existe una tendencia al incremento del consumo de bunker de la caldera en los últimos tres años. Se observa que el aumento económico entre el año 2008 y 2007 (4406.96 USD) es mayor que el comprendido entre el 2007 y 2006 (1419.78 USD).

### 3.3 SISTEMA DE VAPOR

Comprende todos los componentes para la generación, distribución, consumo de vapor y los elementos para el retorno de condensado.

#### 3.3.1 GENERADOR DE VAPOR

La Planta de Elaborados y Embutidos cuenta con una caldera pirotubular de cuatro pasos para producir vapor saturado a la presión de 100 psig. (Fig. N°3.4)

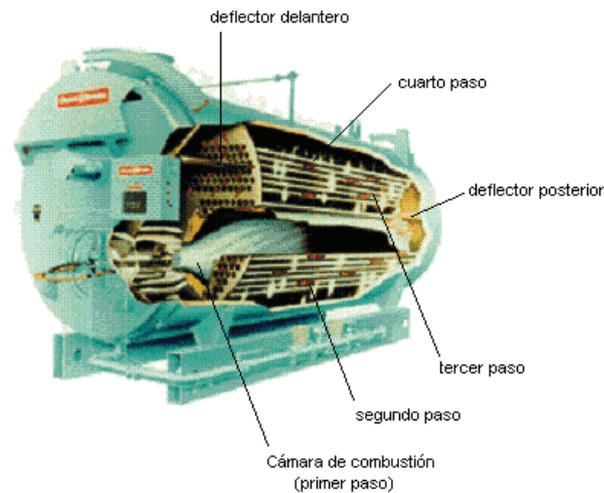


Figura N°3. 4 Caldera de cuatro pasos.

Tabla N°3. 5 Datos de la caldera.

Marca	CLEAVER BROOKS	
Modelo	CB600-150	
Tipo	Piro tubular	
Capacidad	150 BHP	
Condiciones de Operación	100psig	
Requerimientos Eléctricos	Suministro Principal	220 V, 60 HZ, 3 PH
	Motor del soplador	10 HP
	Calentador de bunker	5 KW
Dimensiones	Largo	4500 mm
	Diámetro	1620 mm
Espesor del aislante	52 mm	
Tipo de aislante	Lana de vidrio	

A continuación se describen los suministros de combustible y agua, necesarios para la operación de la caldera.

### 3.3.1.1 Suministro de combustible

Cuando se inicia la jornada semanal de trabajo en la Planta, se verifica que exista suficiente cantidad de diesel y bunker en los tanques diarios SNAD1000 y SNAB1000, respectivamente. Entonces, la caldera se enciende haciendo circular

diesel desde el tanque diario hasta el calentador de bunker por medio de una bomba de desplazamiento positivo de engranajes SSBB1000.

Desde el calentador de bunker, el diesel pasa a la válvula reguladora de combustible, de ahí el flujo de combustible llega al quemador.

Una vez que el diesel y el aire ingresan al quemador, se inician los pasos de programación de encendido comandados por la unidad electrónica de operación de la caldera, haciendo que ésta se encienda y empiece a elevar la temperatura del agua contenida en la caldera, que es suministrada por medio de una bomba centrífuga (SNAG11B1 o SNAG11B2) desde el tanque de condensado.

Una vez que se tiene suficiente cantidad de vapor generado, el calentador de bunker entra en operación, cerrándose la circulación de diesel y empezando a circular bunker por las tuberías a la caldera.

El bunker se calienta en el tanque nodriza por medio de un calentador con circulación de vapor; siendo la temperatura media del bunker en este tanque de 80°C. Existe un calentador eléctrico de 7.5KW el tanque diario de bunker para mantener su temperatura a 60°C en promedio.

Una vez que el combustible llega al intercambiador de calor, su temperatura se eleva dentro el rango de 93 a 110°C (200 a 210°F) para ingresar al quemador y atomizarlo.

El flujo de combustible al quemador está controlado por el movimiento de un vástago de la válvula reguladora de combustible, que varía el flujo para satisfacer distintas demandas de carga.

Tanto, la válvula reguladora de combustible como la compuerta de aire están controladas simultáneamente por el motor modulador para introducir el aire de combustión y combustible según los cambios de demanda de carga. Mediante la modulación, cuando el requerimiento de vapor sea máximo, todo el combustible que ingresa a la válvula reguladora será consumido en el quemador y cuando este requerimiento sea mínimo; solo cierta cantidad de combustible será consumido para mantener encendida la caldera y el combustible no utilizado retorna al tanque diario.



### **3.3.1.2 Suministro de agua**

El agua para consumo de la Planta, proviene de dos pozos perforados ubicados dentro sus límites.

El agua del pozo, se hace circular hasta dos cisternas por medio de bombas centrífugas. En las cisternas se añade cloro para eliminar bacterias del agua.

De las cisternas, el agua pasa al sistema de tratamiento de ablandamiento. Constituido por dos tanques, uno con un filtro de carbón y arena para retener contenido excesivo de cloro y el otro tanque contiene resina para intercambio iónico con el agua.

Se produce la alimentación del agua desde el tanque con resina hasta el tanque de condensado SNAG1000. Este tanque, al cual retorna el condensado; el agua se suministra a la caldera por medio de un sistema dúplex de bombas centrífugas, que alternan su operación semanalmente.

Durante el recorrido del agua hasta la caldera, se añaden químicos al agua para disminuir la cantidad de oxígeno disuelto. De esta manera se garantiza que el agua que ingresa a la caldera tiene las características más adecuadas para evitar incrustaciones y corrosión de los tubos de la caldera. La siguiente figura indica el suministro de agua.

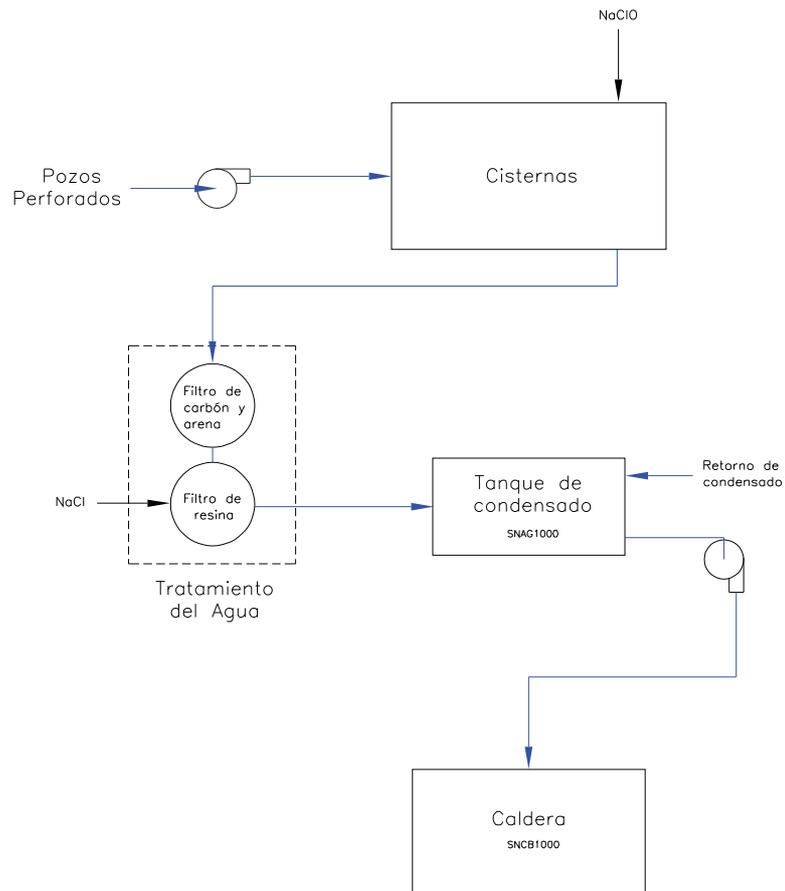


Figura N°3. 7 Suministro de agua.

### 3.3.2 DESCRIPCIÓN DE LOS EQUIPOS DE CONSUMO DE VAPOR

A continuación se describe el sistema de distribución de vapor y los equipos que consumen el vapor producido por la caldera.

#### 3.3.2.1 Tanque de condensado

El tanque de condensado SNAG1000 posee un sistema de calentamiento para mantener una temperatura constante de ingreso de agua a la caldera. Consiste de una flauta de calentamiento a la que se suministra vapor de manera intermitente mediante una válvula actuadora de pistón activada neumáticamente por un control de temperatura. Manteniéndose la temperatura del agua en el interior del tanque a  $70^{\circ}\text{C}$  en promedio, que será suministrada a la caldera.

En la tabla N°3.6, tiene la información correspondiente a este tanque de condensado.

Tabla N°3. 6 Tanque de condensado SNAG1000.

Capacidad	200 GAL	
Condiciones de Operación	70°C	
Dimensiones	Largo	1850 mm
Tipo de aislante	Lana de vidrio	
Bombas de agua	2 (sistema dúplex)	
Capacidad/bomba	31GPM	

### 3.3.2.2 Calentamiento de bunker

El calentamiento del combustible se realiza mediante un serpentín, para mantener caliente al bunker del tanque nodriza SSAB100, para que su viscosidad sea la adecuada para ser suministrado, mediante una bomba de desplazamiento positivo al tanque diario SNAB1000.

La longitud total de este serpentín es de 20.8 m; el diámetro exterior de la tubería es de 26 mm y el diámetro interno es de 20mm. El material de la tubería es acero inoxidable.

En la figura N°3.8, indica una fotografía de un serpentín de calentamiento de bunker de repuesto, similar al instalado en el tanque nodriza y en la figura N°3.9, se muestra la ubicación de este serpentín en dicho tanque.



Figura N°3. 8 Serpentín de calentamiento de bunker.



Figura N°3. 9 Ubicación del serpentín en el tanque nodriza.

### 3.3.2.3 Hornos

En los procesos de cocción de productos, la Planta cuenta con tres hornos marca VEMAG.

Las condiciones de operación de los hornos dependen del producto y, se han configurado distintos programas en las unidades electrónicas de control según el producto a ser cocido.

Las tablas N°3.7 y N°3.8, indican el número de programa empleado para la cocción en hornos y su descripción según el producto, respectivamente.

Tabla N°3. 7 Número de programa a ser configurado en los hornos.

Producto	Programa N°
Salchicha, Salchihcas Cocktail	02
Chorizo, Colombiana, Jumbo	03
Chuletas, Tocinetas, Jamones Ahumados y glaceados	04
Longaniza	05
Pavos y Pechugas de Pavo horneadas	06
Costillas BBQ, Alitas BBQ	07
Fajitas, Chicken Whopper, Toppings, Pechuguitas	08
Alitas Domino's	09
Piernas de Cerdo Horneadas	10
Jamón Artesanal, Pechugas deshuesadas de Pavo	11

Tabla N°3. 8 Descripción de los programas utilizados en los hornos.

Programa	Descripción
02	secado cocción ext. de vapor alarma
03	secado cocción ext. de vapor alarma
04	secado cocción ext. de vapor alarma
05	aire seco alarma
06	secado cocción ext. de vapor alarma
07	aire seco alarma
08	cocción ext. de vapor alarma
09	cocción ext. de vapor alarma
10	precalentamiento cocción ext. de vapor alarma
11	cocción ext. de vapor alarma secado

La figura N°3.10, indica todo el sistema de circulación de aire y el sistema de ahumado para la cocción de productos.

El sistema de circulación de aire hace pasar un volumen de aire caliente determinado en la cámara, según el proceso. El aire proporcionado por la unidad de acondicionamiento de aire, llamada AEROMAT, se suministra a la cámara del horno por ductos de inyección localizados en la parte superior de la misma. En una operación continua, una mariposa distribuidora constantemente varía el flujo

de salida del aire y su intensidad en las toberas de los ductos de inyección para generar condiciones de flujo específicas. Un ducto central de retorno extrae el aire hacia el exterior del horno.<sup>1</sup>

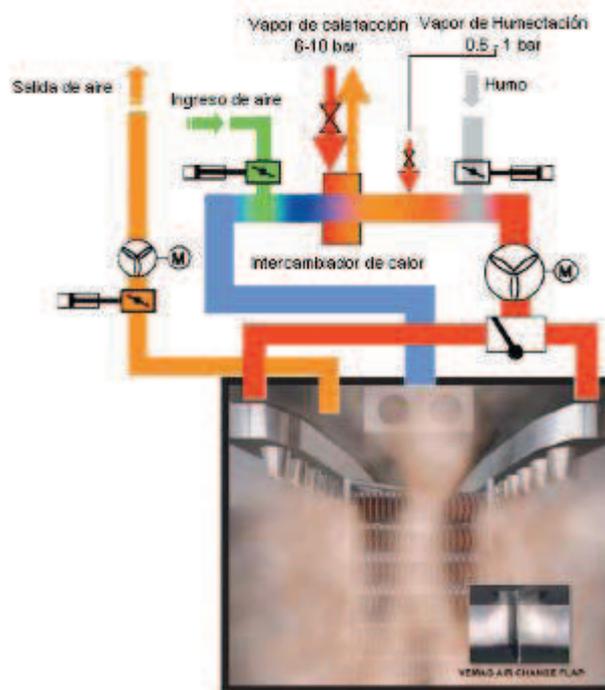


Figura N°3. 10 Partes de la AEROMAT.

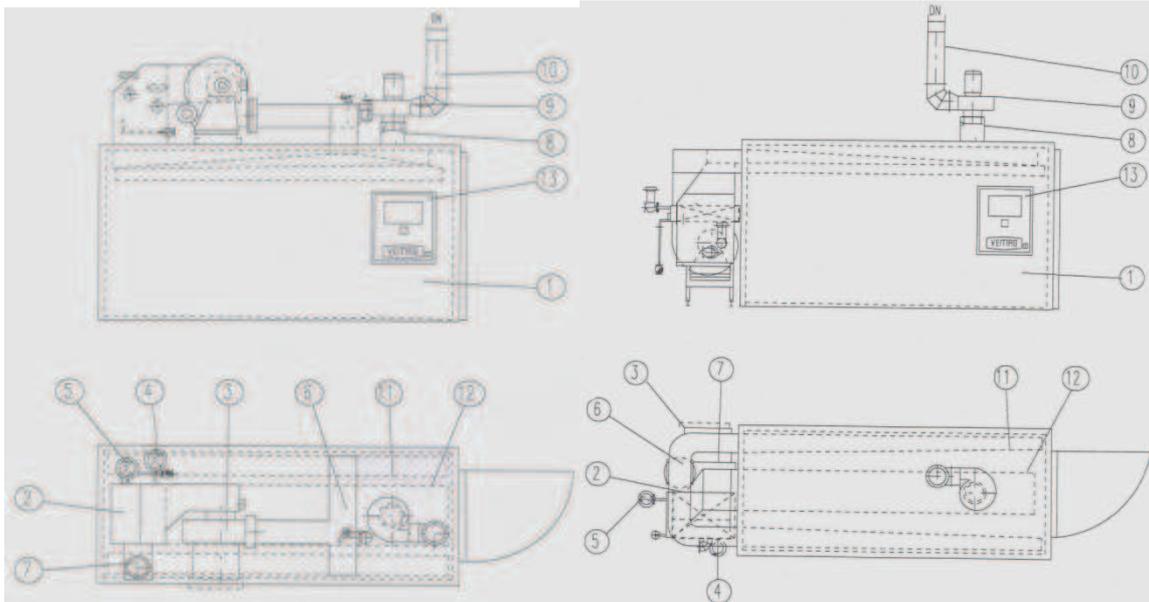
La tabla N°3.9, indica algunas características de los hornos de la Planta; como ubicación de la unidad de acondicionamiento del aire (AEROMAT), el número de coches que ingresan en la cámara de cocción de los hornos y si posee generador de humo.

Tabla N°3. 9 Hornos que se encuentran en la zona de ahumado.

Cod.	AEROMAT		Número de coches	Generador de humo
	Atrás	Arriba		
HNHO 1000	Si		6	No
HNHO 2000	Si		2	Si
HNHO 3000		Si	8	No

La figura N°3.11, indica la ubicación de la unidad de acondicionamiento de aire.

<sup>1</sup> [http://www.vemag-anlagenbau.de/pdf/AEROMAT\\_englisch.pdf](http://www.vemag-anlagenbau.de/pdf/AEROMAT_englisch.pdf), pp. 5



a)

b)

Figura N°3. 11 Configuración de la unidad de acondicionamiento de aire. a) arriba para el horno HNHO3000 y b) atrás para los hornos HNHO1000 y HNHO2000.

Partes de los hornos según la figura anterior.

1. Caja del equipo con bastidor, puerta y elementos de pared y techo.
2. Cámara de calentamiento de aire.
3. Ventilador de aire de circulación.
4. Válvula de humectación.
5. Válvula de calefacción.
6. Puente de la mariposa distribuidora.
7. Válvula de entrada de aire del exterior.
8. Válvula de aire de salida.
9. Ventilador de aire de salida.
10. Tubo de aire de salida, tamaño nominal (DN) según el tamaño del equipo.
11. Canales de Ventilación.
12. Canal de aspiración.
13. Regulación y mando.

### 3.3.2.3.1 Descripción de Funcionamiento

En la etapa de secado el vapor saturado proveniente de la caldera circula por el intercambiador de calor y después del intercambio de energía con el aire insuflado

por el ventilador, el vapor retorna como condensado. Es importante conocer el funcionamiento de este proceso que a continuación se explica.

Un determinado volumen de aire exterior que corresponde con la capacidad volumétrica del ventilador de aire de salida (9). Para este proceso la proporción de aire del exterior pasa a través de la válvula (7), que recibe la señal respectiva por el mando de control de la máquina.

El aire se expulsa del equipo como aire caliente y húmedo, gracias al efecto del extractor de salida (9) montado con la válvula correspondiente (8), que expulsa el aire a la atmósfera a través del ducto de salida de aire (10).

La regulación de la temperatura en ambiente seco y la temperatura en ambiente húmedo se lleva a cabo en la unidad de mando y regulación.

Por otro lado, durante la etapa de cocción de productos, el vapor se consume de manera directa por los productos como a continuación se explica. La mezcla de aire que circula dentro del equipo, durante la etapa de cocción se torna en una mezcla de humo y aire, tomada del bastidor del equipo (1) a través de las aberturas redondas de aspiración en el canal de aspiración (12). Dicha mezcla pasa luego a través de la cámara del calentador de aire (2) el ventilador de aire de circulación (3), y el puente de la mariposa distribuidora (6) hasta llegar a los canales de ventilación (11), retornando después al bastidor del equipo (1) y envolviendo el coche que contiene los productos.<sup>2</sup>

La tabla N°3.10, indica las dimensiones en milímetros de los tres hornos de la planta. El significado de las letras de esta tabla, se encuentran en la figura N°3.12 y N°3.13, con la unidad de acondicionamiento de aire AEROMAT, ubicada en la parte posterior y arriba del horno, respectivamente.

Tabla N°3. 10 Dimensiones de los hornos.

Cod.	Tamaño de la Unidad			DIMENSIONES								
	Col.	Coches por col.	Coches	A	B	C	D	~E	F	~G	V	ND
HNHO 1000	2 x 3 = 6			3464	3300	2450	1350	4814			670	315
HNHO 2000	1 x 2 = 2			2409	1920	2450	1100	3509			520	200
HNHO 3000	2 x 4 = 8			4519	3300	2450			1575	4025		315

<sup>2</sup> VEMAG, "Instrucciones de Manejo", pp. 3-6

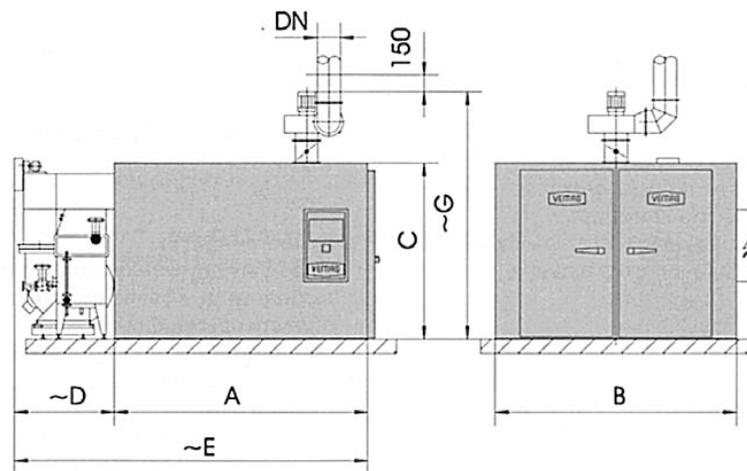


Figura N°3. 12 Dimensiones de los hornos HNHO1000 y HNHO2000, AEROMAT posterior.

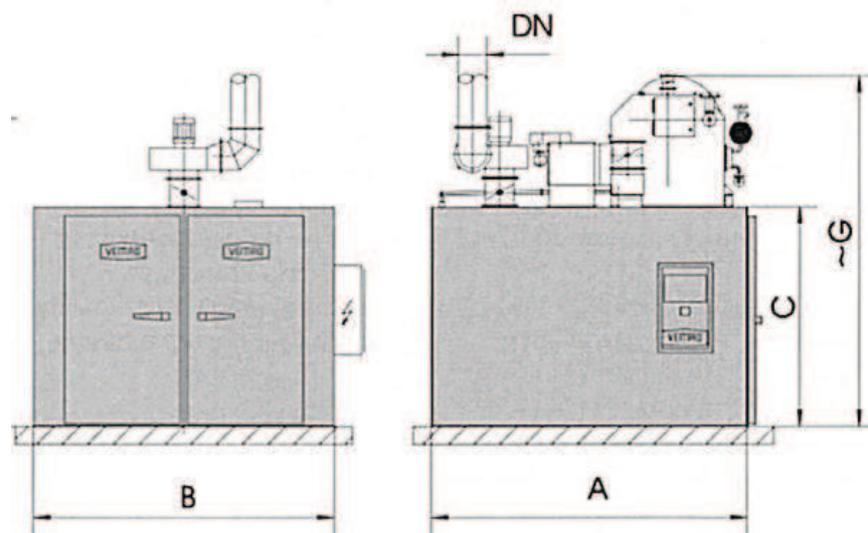


Figura N°3. 13 Dimensiones para el horno HNHO3000, AEROMAT arriba.

De los datos del fabricante de los hornos, se tiene la demanda de energía que se indica en la tabla N°3.11.

Tabla N°3. 11 Demanda de energía para los hornos.

Cod.	Vapor saturado (kg/h)		Potencia del motor del ventilador (kW)		Consumo de aire Comprimido (Nm <sup>3</sup> -h)	Ventilador de aire de salida	
	calentamiento	humectación	circulación	extracción		Caudal(m <sup>3</sup> /h)	Δpt(daPa)
HNHO 1000	500	240	7.5	2.2	2.5	5000	100
HNHO 2000	180	80	3.0	1.1	2.5	1800	100
HNHO 3000	650	320	11.0	3.0	2.5	6100	100

### 3.3.2.3.2 Recopilación de datos históricos de producción anual en hornos

La información proporcionada por la planta, permite presentar la producción anual de los hornos durante los tres últimos años (tabla N°3.12).

Tabla N°3. 12 Producción anual hornos.

Año	Mes	Ton	Año	Mes	Ton	Año	Mes	Ton
2006	1	199.76	2007	1	182.37	2008	1	190.96
2006	2	177.28	2007	2	163.89	2008	2	205.12
2006	3	203.78	2007	3	180.02	2008	3	177.98
2006	4	173.66	2007	4	148.36	2008	4	211.47
2006	5	200.43	2007	5	218.90	2008	5	204.56
2006	6	201.32	2007	6	173.86	2008	6	196.16
2006	7	160.18	2007	7	181.68	2008	7	*222.37
2006	8	205.77	2007	8	190.37	2008	8	
2006	9	185.92	2007	9	188.85	2008	9	
2006	10	192.3	2007	10	197.27	2008	10	
2006	11	193.47	2007	11	189.20	2008	11	
2006	12	205.72	2007	12	207.88	2008	12	
TOTAL		2299.6	TOTAL		2222.66	TOTAL		1408.6

\*Datos tomados hasta Julio 2008.

La figura N°3.14, indica en forma gráfica los valores de la tabla anterior.

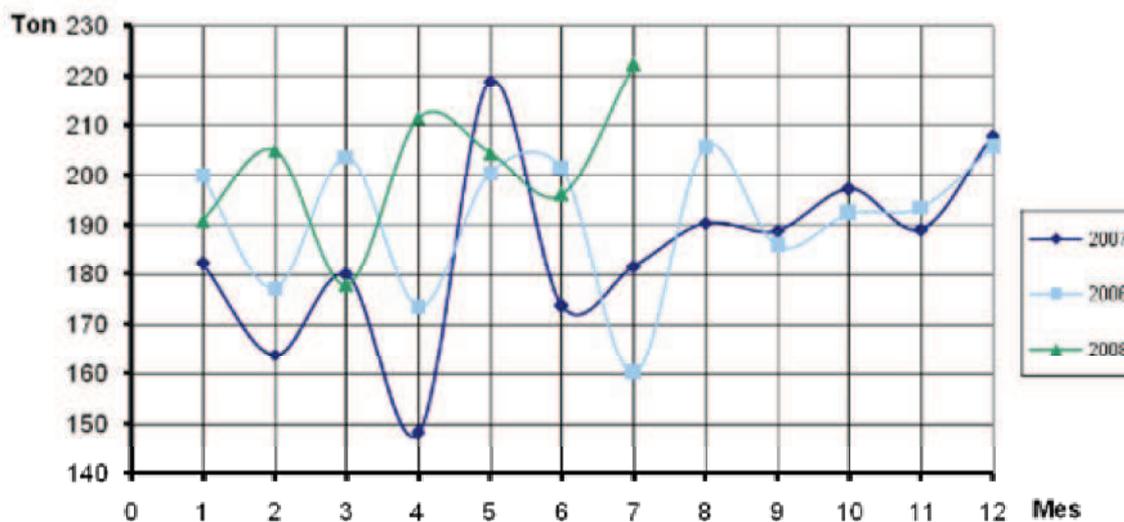


Figura N°3. 14 Variación de la producción de cocción en hornos de los últimos tres años.

Existe un comportamiento similar hasta el mes de Abril de los años 2006 y 2007. Comportamiento que se repite desde Septiembre hasta Diciembre de los mismos años.

El año 2008 se observa un aumento en la producción y se observa una tendencia de mayor producción desde el mes de Abril hasta Julio de este año, en comparación a los años anteriores.

La siguiente tabla N°3.13 muestra de manera resumida la producción anual en hornos hasta el mes de Julio de cada año.

Tabla N°3. 13 Producción anual de cocción en hornos.

Año	kg	Ton
2006	1316404.60	1316.40
2007	1249087.35	1249.09
2008	1408610.30	1408.61

Se presenta en forma gráfica, se indican los valores de la tabla N°3.13 en la figura N°3.15.

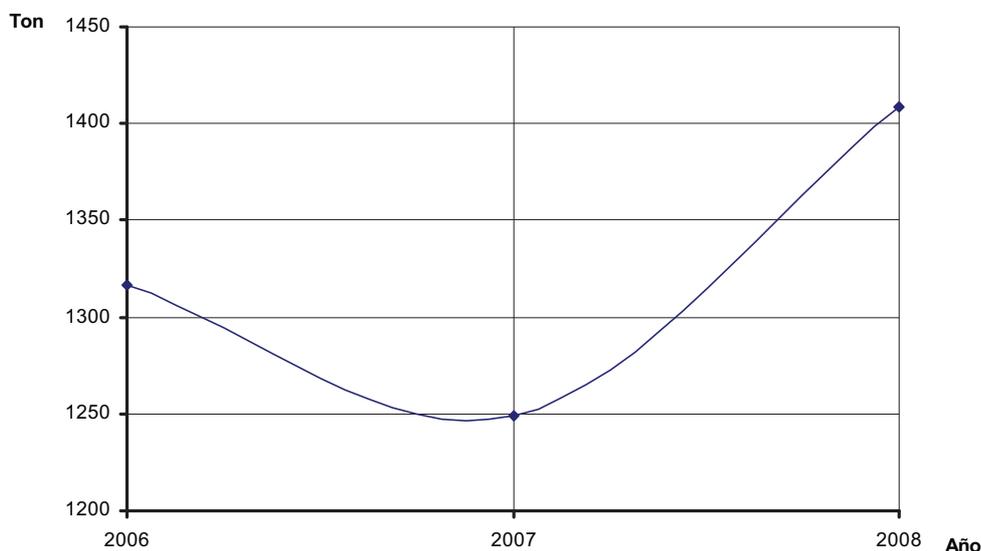


Figura N°3. 15 Cocción en hornos hasta Julio de cada año.

Existe un aumento significativo en la producción de 159.52 Ton, diferencia correspondiente entre el año 2008 y 2007.

Al igual que la interpretación anterior se observar que la tendencia es a un aumento en cuanto a los productos cocidos en los hornos.

#### 3.3.2.4 Marmitas

Se encuentran constituidas por un serpentín por el que circula vapor saturado. La transferencia de calor se realiza desde este serpentín al agua en el módulo de la marmita y de ésta al producto, Además, las marmitas se encuentra aislada térmicamente, para evitar pérdidas de calor con el exterior.

La Planta cuenta con cinco marmitas de dos módulos cada una y una pequeña de un solo módulo HNMA 1000.

Al disponer de información del fabricante acerca de las dimensiones de las marmitas, se procedió a determinar las dimensiones de estos equipos. Ésta información se indica en la tabla N°3.14 y la figura N°3.16 establece las dimensiones del serpentín de calentamiento.

Tabla N°3. 14 Dimensiones de las marmitas.

Cod.	Capacidad Total (L)	Diámetro de entrada del agua (pulg)	Diámetro de entrada de vapor (pulg)	Dimensiones Int. por mod. LxAxH(mm)
HNMA2000	1500	1	1	1260x840x710
HNMA3000	1700			1260x840x810
HNMA4000	1700			1260x840x810
HNMA5000	1700			1260x840x810
HNMA6000	1700			1260x840x810

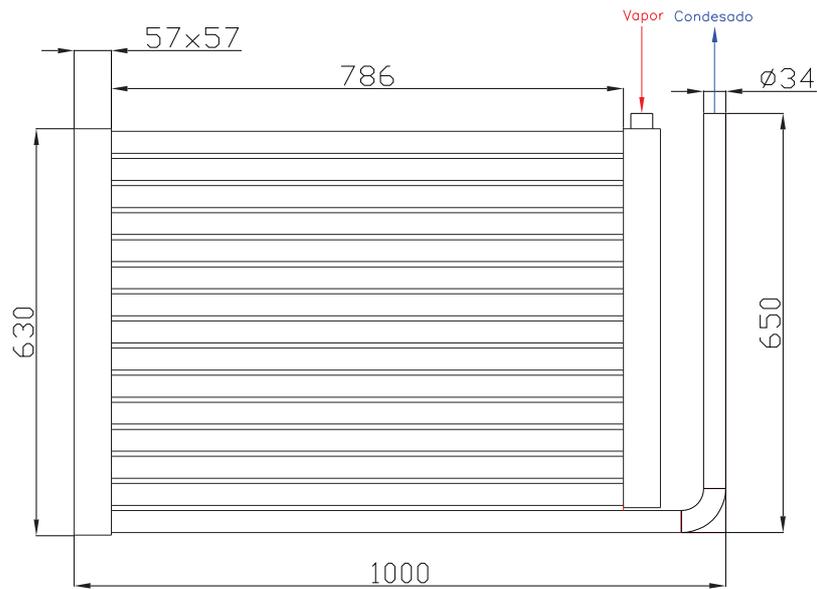


Figura N°3. 16 Dimensiones en milímetros del serpentín de las marmitas.

En la tabla N°3.15, se encuentran las dimensiones para la marmita HNMA 1000, así como las de su serpentín en la figura N°3.17.

Tabla N°3. 15 Dimensiones de la última marmita HNMA 1000.

Cod.	Capacidad (L)	Diámetro de entrada del agua (pulg)	Diámetro de entrada de vapor (pulg)	Dimensiones exteriores LxAxH(mm)
HNMA 1000	337.5	1	1	900x750x500

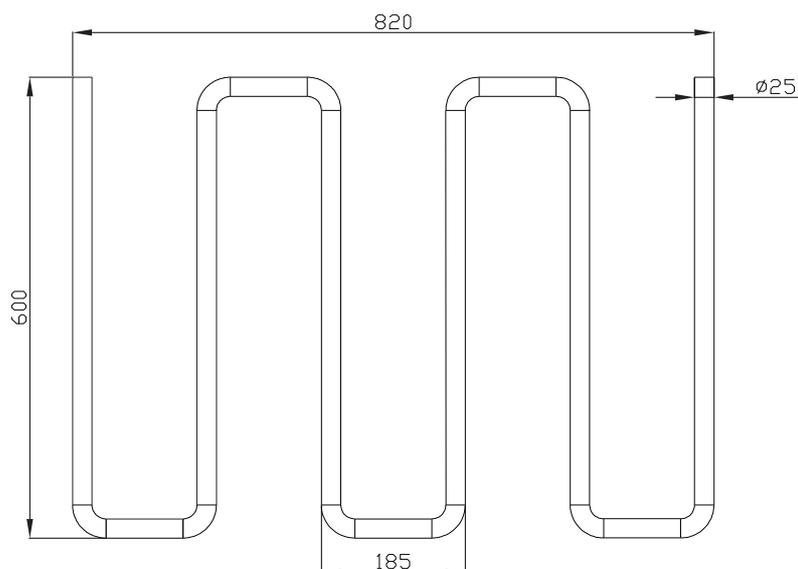


Figura N°3. 17 Serpentín de calentamiento de HNMA1000.

#### 3.3.2.4.1 Descripción del funcionamiento

Las marmitas cuentan con un sistema de control de encendido/apagado comandado por un termómetro de resistencia (RTD, PT 100) que mide la temperatura del agua. Si la temperatura del agua se encuentra en un valor inferior al configurado en el control entonces la RTD envía una señal de activación a la válvula de pistón de asiento inclinado para que ingrese vapor saturado al serpentín hasta que la temperatura del agua se eleve hasta el valor requerido.

#### 3.3.2.4.2 Recopilación de información de producción anual de marmitas

De la información proporcionada por la Planta de Elaborados y Embutidos de PRONACA, se presenta la correspondiente a la producción anual de los tres últimos años, tabla N°3.16.

Tabla N°3. 16 Producción en las marmitas.

Año	Mes	Ton	Año	Mes	Ton	Año	Mes	Ton
2006	1	112.85	2007	1	111.78	2008	1	116.20
2006	2	110.74	2007	2	103.72	2008	2	123.38
2006	3	126.13	2007	3	116.88	2008	3	107.65
2006	4	104.61	2007	4	98.72	2008	4	127.08
2006	5	134.18	2007	5	137.18	2008	5	117.84
2006	6	125.45	2007	6	109.56	2008	6	110.47
2006	7	100.72	2007	7	110.27	2008	7	*126.54

2006	8	124.08	2007	8	124.03	2008	8	
2006	9	129.03	2007	9	112.94	2008	9	
2006	10	115.60	2007	10	115.04	2008	10	
2006	11	124.09	2007	11	124.41	2008	11	
2006	12	133.78	2007	12	125.35	2008	12	
TOTAL		1441.27	TOTAL		1389.88	TOTAL		829.16

\*Datos tomados hasta Julio 2008.

De manera gráfica se muestran los valores de la tabla anterior en la figura N°3.18.

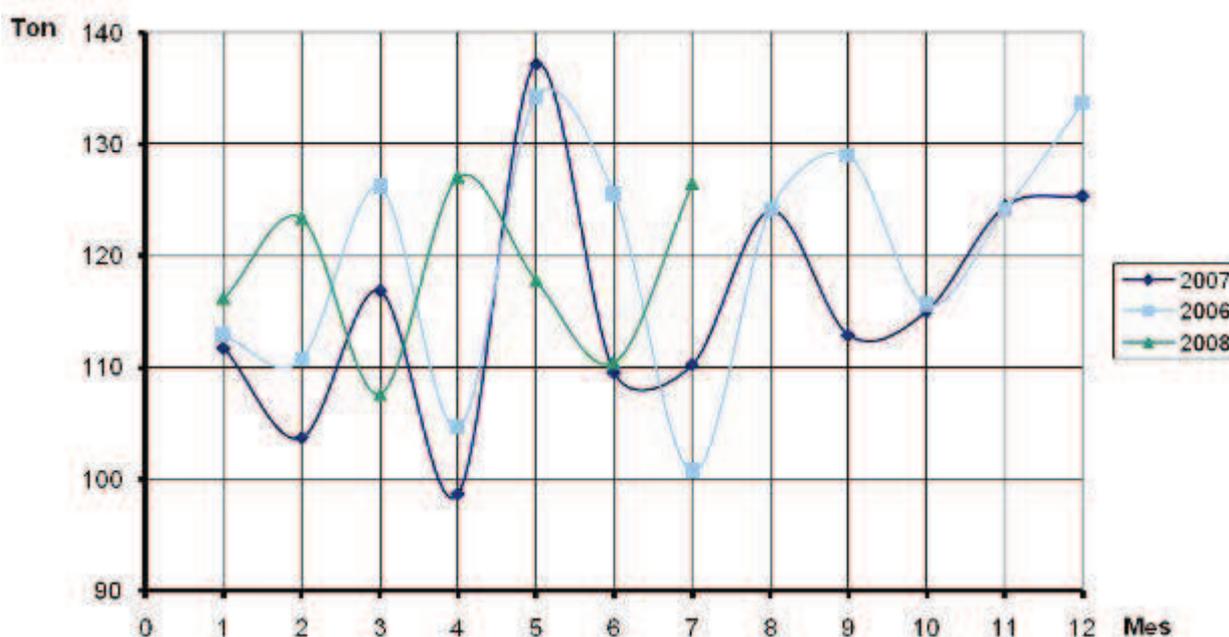


Figura N°3. 18 Variación de la producción de cocción en los últimos tres años.

En lo que respecta a los años 2006 y 2007 se observa un comportamiento similar en la producción en las marmitas hasta el quinto mes (Mayo), desde Mayo hasta Octubre existió mayor producción en el año 2006 que el año 2007, a partir de este mes existe un comportamiento creciente similar para ambos años.

El año 2008 empieza con un aumento en la producción y se observa una tendencia de mayor producción especialmente en los meses de Febrero, Marzo y Julio, en relación a los años 2006 y 2007.

La tabla 3.17, indica de manera resumida los valores de producción de los últimos tres años en marmitas hasta el mes de Julio de cada año y en forma gráfica en la figura N°3.19.

Tabla N°3. 17 Producción anual de cocción en las marmitas.

Año	kg	ton.
2006	814692.78	814.69
2007	788114.18	788.11
2008	829164.64	829.16

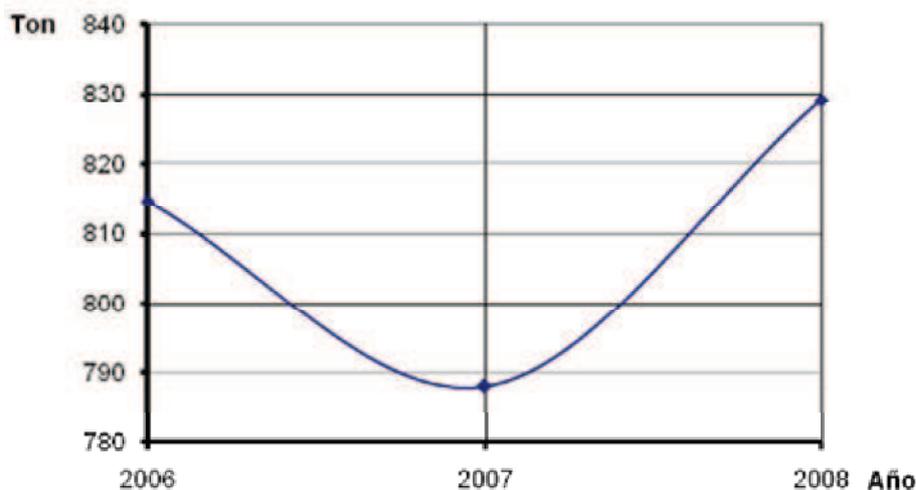


Figura N°3. 19 Cocción en las marmitas hasta Julio de cada año.

Los datos han sido tomados hasta Julio de cada año, y se observa un aumento en la producción correspondiente a 41.05 Ton en relación al año 2007 y que la tendencia es a un aumento en cuanto a los productos cocidos en las marmitas.

### 3.3.2.5 Unidades de mezcla agua-vapor

Son cámaras de mezcla, en las cuales se tiene ingreso de vapor saturado, por un lado y por otro ingresa agua fría a la cámara de mezcla, donde se produce el intercambio de energía entre el vapor saturado y el agua fría obteniéndose agua caliente. Por lo tanto, el vapor se consume de manera directa, es decir, el vapor después del intercambio de energía no retorna como condensado al tanque respectivo.

En la Planta, el rango de temperaturas empleado varía de 65°C a 71°C. La figura N°3.20, indica las partes de las unidades de mezcla agua-vapor utilizadas en la planta.

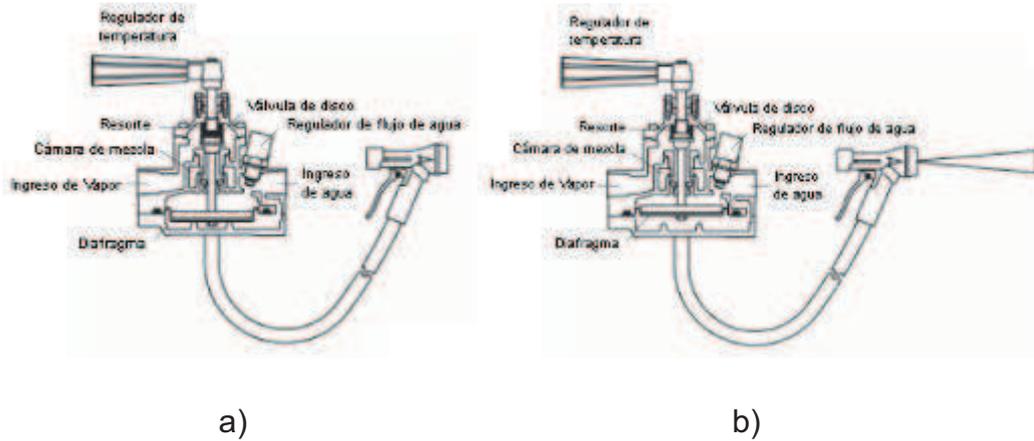


Figura N°3. 20 Diagramas de funcionamiento de las unidades, a) cerrada y b) abierta.

En la planta, se encuentran instaladas cuatro unidades de mezcla agua-vapor de códigos: ENDG1000, ENDG200, CNDG1000 y DNDG1000.

El **ANEXO E-II** indica la ubicación de todos los equipos de consumo de la Planta, descritos.

### 3.3.3 SISTEMA DE DISTRIBUCIÓN DE VAPOR

El sistema de distribución de vapor es el encargado de transportar el vapor saturado generado en la caldera a los distintos puntos de consumo.

A continuación se procede a la descripción de los principales componentes de este sistema, considerando la siguiente nomenclatura para la identificación de cada tubería, así:

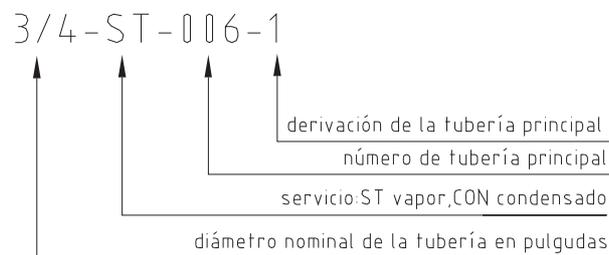


Figura N°3. 21 Nomenclatura para las tuberías de vapor.

La tabla N°3.18, indica el código de la tubería tanto de vapor como de condensado, el diámetro exterior de la tubería aislada, el diámetro nominal de la tubería, el espesor de aislante térmico y longitud de la tubería.

Tabla N°3. 18 Nomenclatura para las tuberías de vapor.

Cod.	D.nom. (pulg)	D. ext. (m)	espesor aislante (mm)	L (m)
4-ST-001	4	0.2165	50	10.0
1-ST-002	1	0.1401	52	10.4
1/2-ST-003	1/2	0.0955	36	4.3
4-ST-004	4	0.2228	53	29.0
2-ST-005	2	0.1592	48	38.0
¾-ST-005-1	¾	0.0955	33	3.0
1-ST-005-2	1	0.1401	52	19.0
2-ST-006	2	0.1592	48	24.0
¾-ST-006-1	¾	0.0955	33	17.0
¾-ST-006-2	¾	0.0955	33	3.0
4-ST-007	4	0.2228	53	10.0
1-ST-008	1	0.0955	30	25.0
1-ST-008-2	1	0.0955	30	3.0
1-ST-008-3	1	0.0955	30	3.0
1-ST-008-4	1	0.0955	30	3.0
1-ST-008-5	1	0.0955	30	3.0
1-ST-008-6	1	0.0955	30	2.0
¾-ST-009	¾	0.0493	10	4.5
¾-ST-009-1	¾	0.2228	10	4.5
4-ST-010	4	0.2165	50	14.0
2-ST-010-1	2	0.1592	48	3.5
2-ST-010-2	2	0.1592	48	3.5
2-ST-010-3	2	0.1592	48	5.7
1-ST-010-N1	1	0.0834	24	3.7

A continuación se describe el sistema de distribución de vapor de acuerdo con el Plano **ANEXO E-II**.

De la caldera, sale el vapor por medio de una tubería de 10 m de longitud; 4-ST-001, aislada con 50 mm de espesor. Esta tubería llega a un distribuidor que se encuentra térmicamente aislado con 34 mm de espesor. El distribuidor de vapor tiene una pendiente descendente de 1.4°. En este distribuidor existe una pierna colectora de ½" de diámetro nominal y en la que se encuentra una trampa de vapor termodinámica con filtro, figura N°3.22.



Figura N°3. 22 Distribuidor de vapor.

La tubería que sale del distribuidor 4-ST-004, se encuentra recubierta con aislante de 50 mm de espesor. La longitud de esta tubería desde el distribuidor hasta dos primeros servicios de vapor es de 6.70m. Un primer servicio 1-ST-002, suministra vapor saturado a un calentador o flauta de calentamiento en el tanque de condensado. La longitud de esta tubería es de 10.4 m y se encuentra aislada con 52 mm de espesor.

El otro servicio 1/2-ST-003, sale por la parte inferior para el serpentín de calentamiento de bunker en el tanque nodriza. Se encuentra aislada térmicamente con 36 mm de espesor, siendo su longitud de 4.3 m, medida desde la toma de vapor hasta antes de su desviación al serpentín de calentamiento.

Las dos conexiones, no presentan la salida de vapor por la parte superior, llamada comúnmente como cuello de ganso, figura N°3.23.

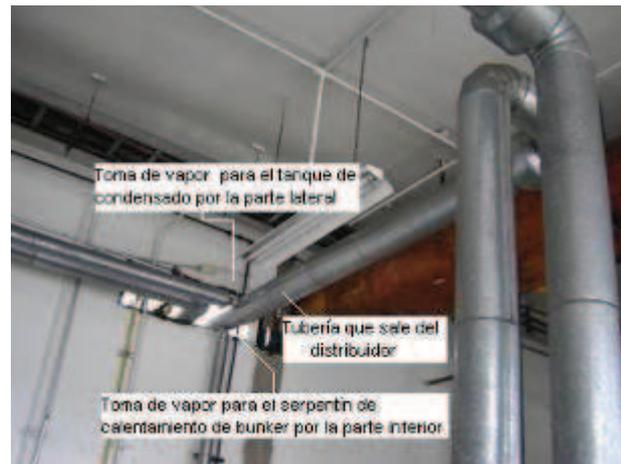


Figura N°3. 23 Conexiones de vapor de 4-ST-004.

En su dirección longitudinal a la planta la tubería principal que sale del distribuidor, se divide en dos tuberías, una que sigue en dirección longitudinal, 4-ST-005 y otra que se divide en dos: en dirección transversal 2-ST-005 y 2-ST-006; figura N°3.24. En este cambio de dirección de la tubería no existe una pierna colectora.



Figura N°3. 24 Ramificación de la tubería principal del distribuidor de vapor.

La alimentación de todas las unidades de mezcla agua-vapor es por medio de una tubería de 3/4", se encuentran aisladas con 33 mm de aislante. Las unidades de mezcla no retornan condensado.

Además, para la cámara de mezcla agua-vapor CNDG1000 ubicada en la zona de las cámaras de frío, la toma de vapor de la línea 3/4-ST-005-1 es lateral. También, de la cámara ubicada en la zona de elaboración ENDG1000 no existe fin de línea,

La tubería en dirección longitudinal a la Planta (4-ST-007), está aislada con 53 mm de espesor y su longitud es de 24 m. Esta tubería suministra con vapor a tres hornos y a seis marmitas y a un tanque de agua.

Para alimentación a las marmitas se realizada con la tubería 1-ST-008, aislada con 30 mm de espesor y con una longitud de 25 m. La disposición de alimentación es por la parte superior. Para la marmita HNMA 1000 el suministro de vapor se realiza por la parte lateral de la tubería ¾-ST-009, figura N°3.25.



Figura N°3. 25 Suministro de vapor de la última marmita, HNMA 1000.

El suministro de vapor saturado a los hornos es por medio de tuberías de 2" de diámetro, aisladas con 48 mm de espesor y las tomas de vapor son por la parte superior.

El aislante térmico empleado en todas las tuberías es lana de vidrio y se encuentran recubiertas con tol de 2 mm de espesor. Además, todas las tuberías son de cédula 40.

El **ANEXO E-II** presenta el plano isométrico de las instalaciones de vapor de la Planta de Elaborados y Embutidos de PRONACA.

### 3.3.4 DESCRIPCIÓN DEL SISTEMA RETORNO DE CONDENSADO

Cada equipo de consumo de vapor tiene trampas de vapor que descargan condensado a las tuberías de retorno correspondientes. El condensado se conduce directamente hasta el tanque de condensado SNAG1000.

A continuación se describen los aspectos necesarios para ser resaltados en el sistema de retorno de condensado.

En la marmita HNMA 1000 el retorno de condensado se lo realiza por la parte inferior y no existe fin de línea; figura N°3.25. En cambio, en las marmitas restantes el condensado retorna por arreglo de tuberías conectadas con cuello de ganso.

En todos los hornos, el de retorno de condensado se realiza por la parte superior a manera de cuello de ganso.

La figura N°3.26, indica la nomenclatura empleada para el sistema de de retorno de condensado.

Al igual que para el sistema de distribución de vapor, en la tabla N°3.19, se indica el código de la tubería tanto de condensado, el diámetro exterior de la tubería aislada, el diámetro nominal de la tubería, el espesor de aislante térmico y longitud de la tubería.

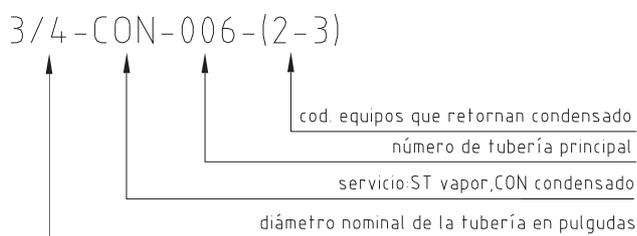


Figura N°3. 26 Nomenclatura para el sistema de retorno de condensado.

Tabla N°3. 19 Nomenclatura para las tuberías de condensado.

Cod.	D.nom. (pulg)	D. ext. (m)	espesor aislante (mm)	L (m)
1-CON-001	1	0.1401	52	10.4
2-CON-002	2	0.1623	50	24.0
3/4-CON-003	3/4	0.0493	10	25.0
3/4-CON-003-(2-3)	3/4	0.0493	10	3.0
3/4-CON-003-(4-5)	3/4	0.0493	10	3.0
1-CON-003-6	1	0.0637	14	2.0
3/4-CON-004	3/4	0.0493	10	4.5
3/4-CON-004-1	3/4	0.2228	10	4.5
1-CON-002-1	1	0.0955	30	4.8
1-CON-002-2	1	0.0828	24	4.1
1-CON-002-3	1	0.1082	36	7.8

### 3.4 MEDICIONES REALIZADAS

Las mediciones se realizaron empleando los equipos de diagnóstico energético entregados en comodato a la Escuela Politécnica Nacional por el Ministerio de Electricidad y Energía Renovable. El **ANEXO B-V** indica los equipos y sus especificaciones.

#### 3.4.1 TUBERÍAS DE CONDUCCIÓN DE COMBUSTIBLE

La planta posee tres tuberías que conducen bunker caliente y están aisladas térmicamente. Por lo tanto, se procedió a levantar información necesaria para determinar las pérdidas de calor.

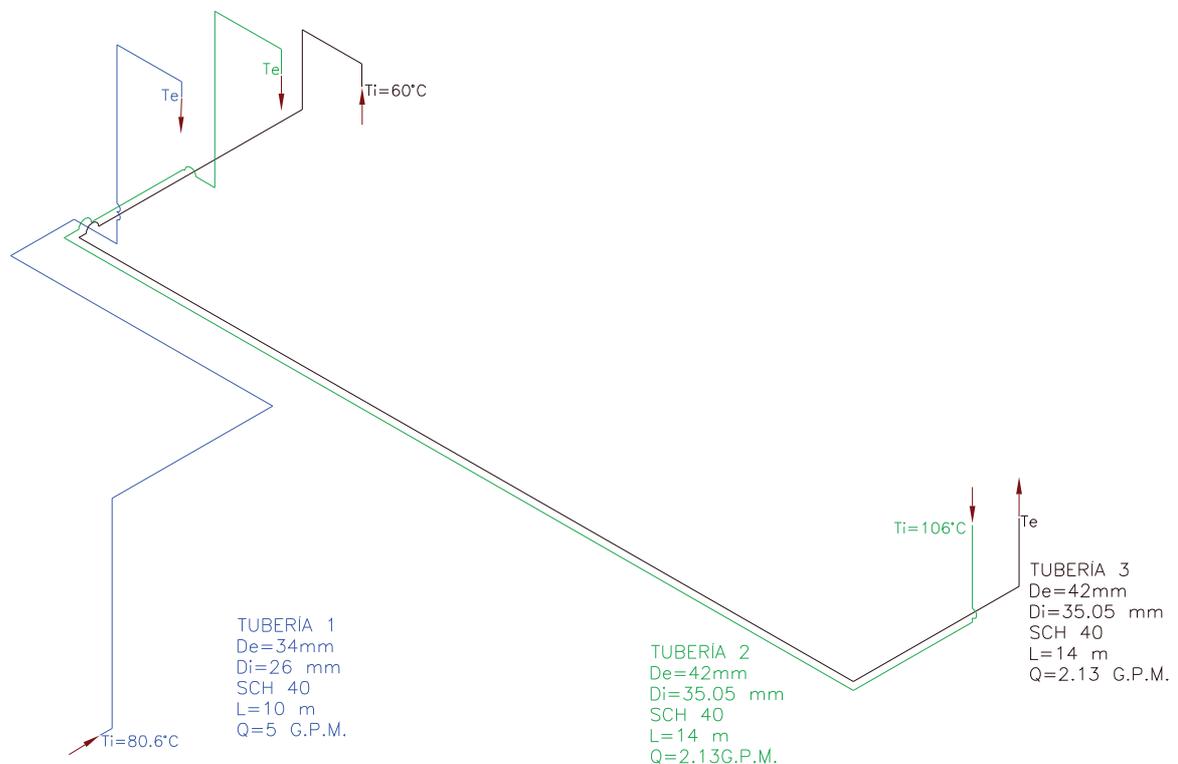


Figura N°3. 27 Diagrama isométrico de las tuberías en estudio.

A continuación se explica el flujo de bunker en las tuberías 1, 2, 3; figura N°3. 27.

**Tubería 1.-** Esta tubería conduce el bunker caliente desde el tanque nodriza (20938 GAL) al tanque diario (250GAL). El suministro se realiza por una bomba de desplazamiento positivo marca VIKING, con código de identificación SSBB 1000, con una caudal nominal de 5G.P.M.

Con el objetivo de determinar la temperatura a la que se encuentra el bunker en el tanque nodriza, se realizaron tres mediciones de muestras del bunker en el tanque con un termómetro de contacto y se encontró la temperatura promedio de 80.6°C.

La circulación de bunker por la tubería no es constante, debido a que, la bomba se activa cuando el nivel de bunker en el tanque diario disminuye.

**Tubería 2.-** La tubería es de retorno del bunker caliente que proviene del calentador de combustible de la caldera hasta el tanque diario. Cuando no existe demanda de vapor casi todo el caudal de bunker suministrado por la bomba del tanque diario circula por esta tubería.

La temperatura del bunker en esta tubería, es con la que ingresa a la válvula reguladora de combustible V.R.C. del quemador, es decir, 106°C, valor registrado en el termómetro bimetálico la V.R.C., figura N°3.6.

**Tubería 3.-** Esta tubería transporta bunker que proviene del tanque diario y lo lleva al calentador de combustible de la caldera. El bunker se alimenta por una bomba de desplazamiento positivo marca VIKING y con un caudal medido de 2.13 G.P.M. La temperatura de ingreso a esta tubería es de 60°C; temperatura promedio a la que se encuentra el bunker en el tanque diario.

### 3.4.2 GENERADOR DE VAPOR

Las mediciones en la caldera están orientadas para determinar el balance de energía, así, se realizaron mediciones de consumo de combustible, retorno de condensado, pérdidas de energía en la superficie de la caldera y el chimenea.

Dentro de la estructura de costos para la generación de vapor. El costo del combustible constituye el 80%, el restante 20% lo conforman costos como suministros para el tratamiento del agua, mantenimiento, operación, etc. Por tal motivo, esta medición será la primera en ser considerada.<sup>3</sup>

Es importante indicar que el flujo másico de purga, corresponde a la purga continua y a la purga de fondo. La primera se emplea para controlar la cantidad

---

<sup>3</sup> DIAZ, J., SPIRAX SARCO, "Presentación Oportunidades para mejorar la eficiencia del sistema de vapor"

de sólidos disueltos del agua en la caldera dentro de valores adecuados dependiendo de la presión de trabajo del generador de vapor.

### 3.4.2.1 Consumo de combustible

Debido a las observaciones anotadas a la forma de determinación del consumo de bunker en el tanque nodriza. En el presente proyecto de titulación se realizó la medición de consumo de combustible en el tanque diario de bunker SNAB1000, cuya disposición es horizontal.

#### 3.4.2.1.1 Procedimiento de la medición

Al no existir indicador de nivel en el tanque diario de bunker, para medir el consumo, primero se determinaron las medidas exteriores del tanque horizontal de 250 galones de capacidad y el espesor de pared de la chapa metálica.

La figura N°3.28, indica las dimensiones del tanque diario de bunker y la altura de combustible medida.



Figura N°3. 28 Dimensiones generales del tanque diario.

La altura medida, se registró desde un soporte metálico hasta un disco que flotaba en la superficie del bunker. El soporte metálico y el disco flotador, se indican en la figura N°3.29.

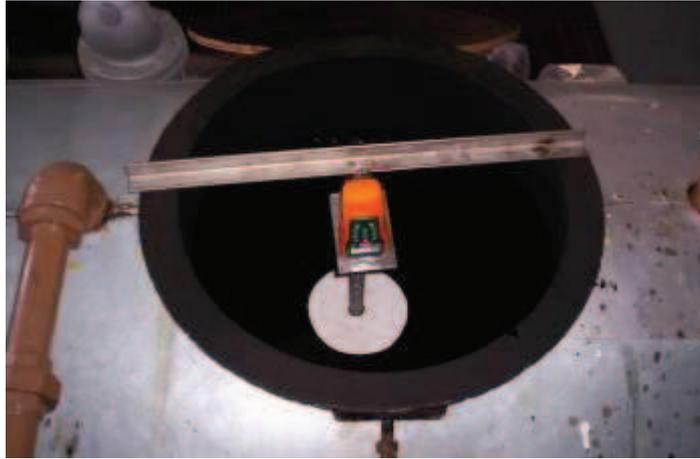


Figura N°3. 29 Disco flotador en la superficie del bunker.

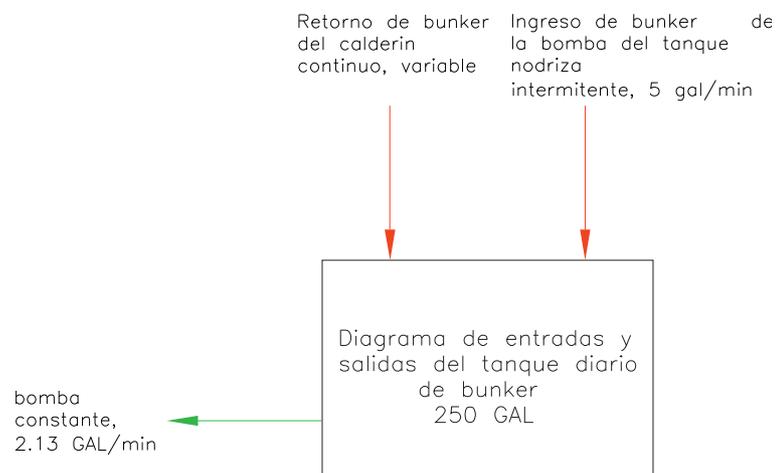


Figura N°3. 30 Diagrama de entradas y salidas del tanque diario de bunker.

El tanque diario de bunker posee distintas entradas y salidas de flujos de combustible, por lo que, fue necesario realizar un análisis para determinar la validez de esta medición. Con este propósito se estableció un diagrama de entradas y salidas que se muestra en la figura N°3.30. Se observa que existe un ingreso variable de combustible proveniente del calentador de combustible por las distintas condiciones de consumo de vapor de los equipos; también existe un ingreso intermitente de bunker desde el tanque nodriza y además se presenta una salida constante de bunker.

La cantidad consumida de bunker, se establece desde la diferencia entre volúmenes de combustible existentes en un intervalo de tiempo determinado.

### 3.4.2.1.2 Datos obtenidos

La altura medida (figura N°3.28) a condiciones de temperatura promedio de 60°C del tanque nodriza; valor registrado por un termómetro bimetálico instalado en el tanque, se midió la altura en intervalos de diez minutos durante siete horas continuas. Estos datos se indican en la tabla N°3.20.

Tabla N°3. 20 Datos obtenidos.

Fecha: 2009-04-07

N°	HORA	Altura medida (cm)	N°	HORA	Altura medida (cm)
0	08:15:00	33.3	21	11:45:00	33.2
1	08:25:00	29.5	22	11:55:00	34.3
2	08:35:00	30.0	23	12:05:00	35.0
3	08:45:00	30.5	24	12:15:00	34.0
4	08:55:00	31.3	25	12:25:00	29.5
5	09:05:00	32.0	26	12:35:00	28.8
6	09:15:00	32.7	27	12:45:00	29.5
7	09:25:00	33.5	28	12:55:00	30.3
8	09:35:00	29.4	29	13:05:00	31.2
9	09:45:00	29.8	30	13:15:00	31.6
10	09:55:00	30.6	31	13:44:00	34.8
11	10:05:00	31.0	32	13:54:00	30.3
12	10:15:00	31.5	33	14:04:00	29.0
13	10:25:00	32.3	34	14:14:00	30.0
14	10:35:00	33.0	35	14:24:00	30.6
15	10:45:00	33.7	36	14:34:00	31.3
16	10:55:00	34.5	37	14:44:00	32.0
17	11:05:00	35.5	38	14:54:00	32.8
18	11:15:00	29.3	39	15:04:00	33.6
19	11:25:00	30.5	40	15:14:00	34.8
20	11:35:00	31.7	41	15:24:00	33.7
21	11:45:00	33.2			

### 3.4.2.1.3 Transformación de datos

Por la disposición horizontal del tanque es necesario emplear las ecuaciones que a continuación se describen:

$$\frac{\alpha}{2} = \cos^{-1}\left(\frac{h-R}{R}\right) \quad [\text{ec. 3.1}]$$

$$A = \pi \times R^2 \times \left(1 - \frac{\alpha}{360}\right) + R^2 \times \frac{\sin \alpha}{2} \quad [\text{ec. 3.2}]$$

$$V = A \times L \quad [\text{ec. 3.3}]$$

Donde:

$V$  volumen del tanque [ $\text{m}^3$ ]

$A$  área del tanque [ $\text{m}^2$ ]

$L$  longitud del tanque [m]

$h$  altura de nivel de combustible desde el fondo del tanque [m]

$\alpha$  ángulo del segmento circular [°]

Para el cálculo del consumo de combustible se deben considerar condiciones estándar del combustible. El volumen existente se corrigió a estas condiciones. La corrección se realizó con la expresión matemática  $V_{C.E.} = V_{60^\circ\text{C}} \frac{\rho_{60^\circ\text{C}}}{\rho_{60^\circ\text{F}}}$  (C.E.

condiciones estándar), que se obtuvo empleando en Principio de Conservación de la masa de combustible entre las condiciones de temperatura medidas y las condiciones estándar, así:

$$m_{60^\circ\text{C}} = m_{60^\circ\text{F}}$$

$$m_{60^\circ\text{C}} = \rho_{60^\circ\text{C}} V_{60^\circ\text{C}}$$

$$m_{60^\circ\text{F}} = \rho_{60^\circ\text{F}} V_{60^\circ\text{F}}$$

$$\rho_{60^\circ\text{C}} V_{60^\circ\text{C}} = \rho_{60^\circ\text{F}} V_{60^\circ\text{F}}$$

$$V_{C.E.} = V_{60^\circ\text{C}} \frac{\rho_{60^\circ\text{C}}}{\rho_{60^\circ\text{F}}}$$

Todas las propiedades del bunker han sido encontradas empleando un programa informático adecuado y considerando los valores promedio del bunker de la tabla N°3.21.<sup>4</sup>

Tabla N°3. 21 Valores promedio de propiedades del bunker.

ANALYSIS	UNIT	17-ene	24-ene	26-feb	22-mar	06-jun	17-jun	29-jun	05-jul	PROMEDIO
Density @15°C	KG/M3	998.6	982.7	999.4	999.4	1000.1	1000.7	1007.2	999.4	998.4375
API density @15.6°C	API	10.2	12.4	10	10	9.9	9.9	8.9	10	10.1625
Sediment and Water	%VOL	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Kinematic Viscosity, 50°C	cSt	536	578	590	552	556	568	528	564	559
Ash	%Wt	0.12	0.04	0.12	0.02	0.06	0.05	0.07	0.04	0.065
Sulfur	%Wt	2	2.05	2.02	2.07	2.22	2.16	2.3	2.21	2.12875

Con el objeto de determinar el combustible consumido, en la figura N°3.31 indica los cinco ciclos, es decir, intervalos de tiempo en los que se verifica mayor y menor cantidad de combustible en el tanque diario.

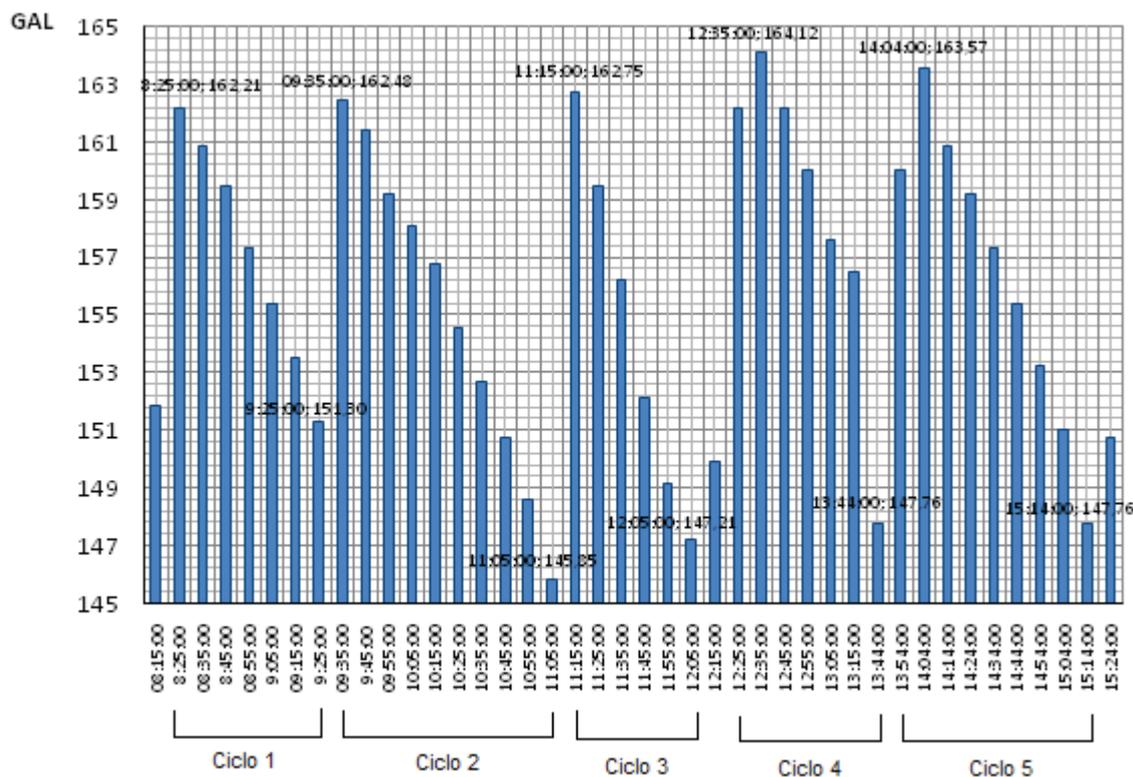


Figura N°3. 31 Ciclos de consumo de bunker.

<sup>4</sup> ANALYTICAL REPORT for Fuel Oil 6 market by Petroecuador, 2008, Testing for laboratory in Refinery Esmeraldas

Además, se consideró el poder calórico inferior del combustible (40.39 MJ/kg) para determinar la energía consumida.

La figura N°3.32, indica la diferencia de volumen (4.15 galones) entre las condiciones de temperatura de combustible medidas y condiciones estándar para el primer valor registrado.

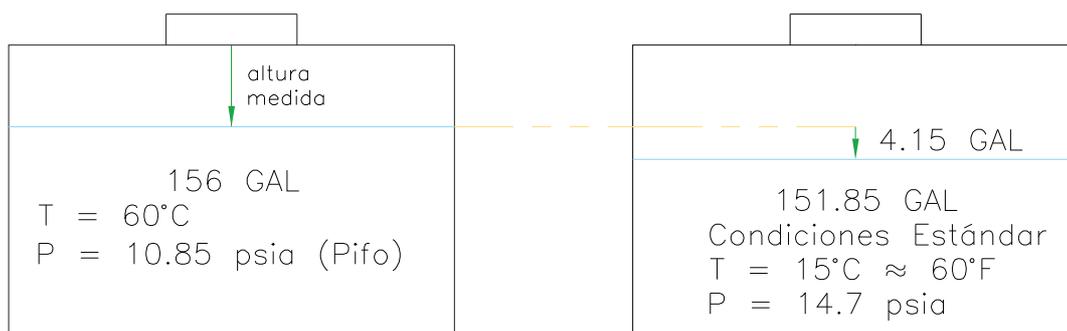


Figura N°3. 32 Diferencia de volumen.

La tabla N°3.22, indica los valores totales de consumo de bunker, energía y costo de combustible, así como, valores promedio de consumo de combustible.

Tabla N°3. 22 Datos calculados.

N° ciclo			Delta (h)	Consumo(gal)	Energía (MJ)	(USD)	Consumo(gal/h)	Consumo(kg/h)
1	Inicio	8:25:00	1	10.9	1664.6413	7.7761	10.9	41.2
	Fin	9:25:00						
2	Inicio	9:45:00	1.3333	16.6	1903.9335	11.8586	12.5	47.1
	Fin	11:05:00						
3	Inicio	11:25:00	0.6667	15.5	3558.1709	11.0810	23.3	88.1
	Fin	12:05:00						
4	Inicio	12:45:00	0.9833	16.4	2539.2834	11.6642	16.6	62.9
	Fin	13:44:00						
5	Inicio	14:14:00	1	15.8	2413.7299	11.2754	15.8	59.8
	Fin	15:14:00						
TOTAL				75.2	12079.76	53.66		
PROMEDIO							15.8	59.8

La figura N°3.23 muestra el histograma de energía consumida por la caldera durante el periodo de medición.

La tabla N°3.23 indica los valores calculados para esta medición.

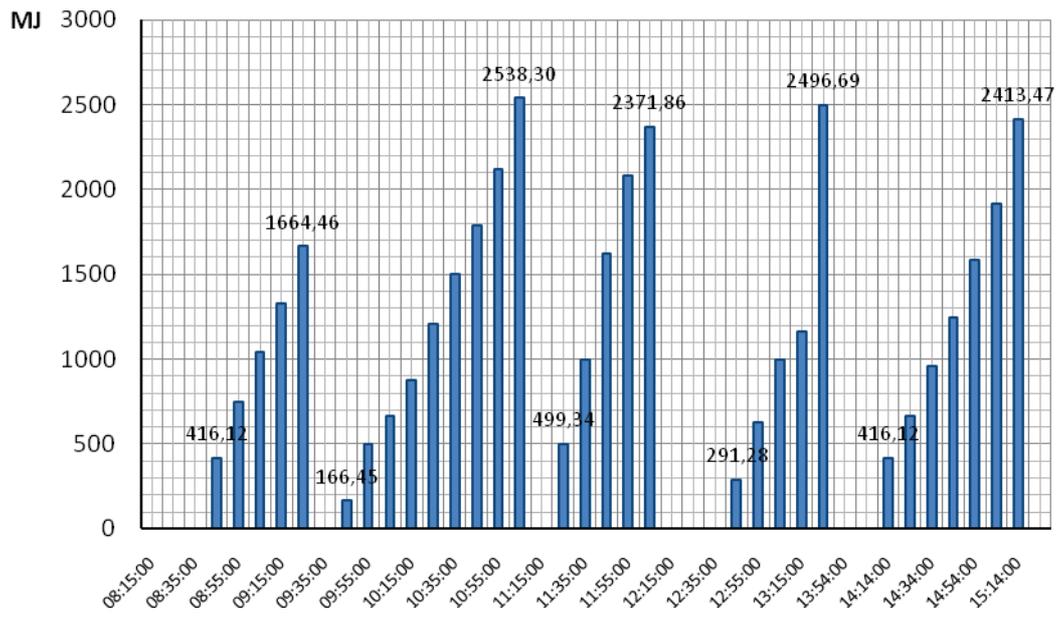


Figura N°3. 33 Energía Consumida.

Tabla N°3. 23 Datos calculados del consumo de bunker de la caldera.

N°	HORA	a 60 °C							Condiciones estándar				
		Altura medida (cm)	h (cm)	$\alpha / 2$ (°)	A (m <sup>2</sup> )	V (m <sup>3</sup> )	Existencia (GAL)	Existencia (GAL)	Consumidos tramos (GAL)	Consumo Acumulado (GAL)	Energía Consumida (MJ)	Costo (USD)	
0	08:15:00	33.3	55.7	75.4227	0.40967	0.5923	156.5	151.8					
1	8:25:00	29.5	59.5	70.3010	0.44198	0.6327	167.1	162.2					
2	08:35:00	30.0	59.0	70.9834	0.43779	0.6274	165.7	160.8	1.4				
3	8:45:00	30.5	58.5	71.6629	0.43357	0.6220	164.3	159.5	1.4	2.7	416.12	1,94	
4	08:55:00	31.3	57.7	72.7447	0.42679	0.6135	162.1	157.3	2.2	4.9	749.01	3,50	
5	9:05:00	32.0	57.0	73.6861	0.42083	0.6061	160.1	155.4	1.9	6.8	1040.29	4,86	
6	09:15:00	32.7	56.3	74.6230	0.41483	0.5986	158.1	153.5	1.9	8.7	1331.57	6,22	
7	9:25:00	33.5	55.5	75.6886	0.40795	0.5901	155.9	151.3	2.2	10.9	1664.46	7,78	
8	09:35:00	29.4	59.6	70.1642	0.44282	0.6337	167.4	162.5					
9	9:45:00	29.8	59.2	70.7108	0.43947	0.6295	166.3	161.4	1.1	1.1	166.45	0,78	
10	09:55:00	30.6	58.4	71.7985	0.43272	0.6210	164.0	159.2	2.2	3.3	499.34	2,33	
11	10:05:00	31.0	58.0	72.3398	0.42934	0.6167	162.9	158.1	1.1	4.4	665.78	3,11	
12	10:15:00	31.5	57.5	73.0142	0.42509	0.6114	161.5	156.8	1.4	5.7	873.84	4,08	
13	10:25:00	32.3	56.7	74.0882	0.41826	0.6029	159.3	154.6	2.2	7.9	1206.73	5,64	
14	10:35:00	33.0	56.0	75.0233	0.41226	0.5955	157.3	152.7	1.9	9.8	1498.01	7,00	
15	10:45:00	33.7	55.3	75.9542	0.40622	0.5880	155.3	150.8	1.9	11.7	1789.30	8,36	
16	10:55:00	34.5	54.5	77.0136	0.39930	0.5795	153.1	148.6	2.2	13.9	2122.19	9,91	
17	11:05:00	35.5	53.5	78.3316	0.39061	0.5689	150.3	145.9	2.7	16.6	2538.30	11,86	
18	11:15:00	29.3	59.7	70.0273	0.44366	0.6348	167.7	162.8					
19	11:25:00	30.5	58.5	71.6629	0.43357	0.6220	164.3	159.5	3.3	3.3	499.34	2,33	
20	11:35:00	31.7	57.3	73.2833	0.42339	0.6093	161.0	156.2	3.3	6.5	998.68	4,67	
21	11:45:00	33.2	55.8	75.2897	0.41054	0.5933	156.7	152.1	4.1	10.6	1622.85	7,58	

22	11:55:00	34.3	54.7	76.7492	0.40104	0.5816	153.7	149.1	3.0	13.6	2080.58	9,72
23	12:05:00	35.0	54.0	77.6734	0.39496	0.5742	151.7	147.2	1.9	15.5	2371.86	11,08
24	12:15:00	34.0	55.0	76.3521	0.40363	0.5848	154.5	149.9				
25	12:25:00	29.5	59.5	70.3010	0.44198	0.6327	167.1	162.2				
26	12:35:00	28.8	60.2	69.3408	0.44783	0.6401	169.1	164.1				
27	12:45:00	29.5	59.5	70.3010	0.44198	0.6327	167.1	162.2	1.9	1.9	291.28	1,36
28	12:55:00	30.3	58.7	71.3914	0.43526	0.6242	164.9	160.0	2.2	4.1	624.17	2,92
29	13:05:00	31.2	57.8	72.6099	0.42764	0.6146	162.4	157.6	2.5	6.5	998.68	4,67
30	13:15:00	31.6	57.4	73.1488	0.42424	0.6103	161.2	156.5	1.1	7.6	1165.12	5,44
31	13:44:00	34.8	54.2	77.4097	0.39670	0.5763	152.2	147.8	8.7	16.4	2496.69	11,66
32	13:54:00	30.3	58.7	71.3914	0.43526	0.6242	164.9	160.0				
33	14:04:00	29.0	60.0	69.6157	0.44616	0.6380	168.5	163.6				
34	14:14:00	30.0	59.0	70.9834	0.43779	0.6274	165.7	160.8	2.7	2.7	416.12	1,94
35	14:24:00	30.6	58.4	71.7985	0.43272	0.6210	164.0	159.2	1.6	4.4	665.78	3,11
36	14:34:00	31.3	57.7	72.7447	0.42679	0.6135	162.1	157.3	1.9	6.3	957.06	4,47
37	14:44:00	32.0	57.0	73.6861	0.42083	0.6061	160.1	155.4	1.9	8.2	1248.35	5,83
38	14:54:00	32.8	56.2	74.7565	0.41397	0.5976	157.9	153.2	2.2	10.4	1581.24	7,39
39	15:04:00	33.6	55.4	75.8215	0.40709	0.5891	155.6	151.0	2.2	12.5	1914.13	8,94
40	15:14:00	34.8	54.2	77.4097	0.39670	0.5763	152.2	147.8	3.3	15.8	2413.47	11,28
41	15:24:00	33.7	55.3	75.9542	0.40622	0.5880	155.3	150.8				

#### 3.4.2.1.4 Análisis de resultados

La tabla N°3.24 indica la carga base (consumo mínimo), carga máxima (consumo máximo) y carga variable (diferencia entre carga máxima y la carga base).

Tabla N°3. 24 Carga base, máxima y variable.

	Hora	(MJ)	(USD)
Carga Base	09:45	1830.91	8.56
Carga Máxima	11:05	4202.76	19.64
Carba Variable		2371.85	

La importancia de determinar la carga base y la carga máxima radica en que, con estos valores de energía consumida se encuentran las horas a las cuales se tienen mínimo y máximo consumo de combustible del generador de vapor. Así, la hora de mínimo consumo de bunker de la Planta de Elaborados y Embutidos es a las 09:45 y la hora de consumo máximo es las 11:05 horas.

La tabla N°3.25, indica el resumen de resultados de las siete horas de la medición de consumo de combustible en la caldera.

Tabla N°3. 25 Tabla resumen de resultados.

Vol. consumido (gal)	Energía consumida (MJ)	Costo (USD)	Consumo	
			gal/h	Kg/h
75.2	12079.76	53.66	15.8	59.8

Como se puede apreciar en la figura N°3.32, existe una diferencia considerable entre realizar mediciones de consumo de combustible a condiciones de operación y condiciones estándar.

#### 3.4.2.2 Aire para la combustión

Con el equipo higrotermoanemómetro se realizaron mediciones de temperatura de bulbo y humedad relativa en la toma de aire del soplador de la caldera. En la siguiente tabla se indican los resultados promedios de esta medición.

Tabla N°3. 26 Valores promedio de temperatura y humedad relativa.

Punto	T(°C)	%H.R.
1	23.5	46
2	22.0	45.4
3	23.6	49.6
PROMEDIO	23.0	47.0

### 3.4.2.3 Agua de reposición

Es la cantidad de agua tratada que se suministra al tanque de condensado, debido a que no todo el vapor generado en la caldera retorna como condensado, por los procesos que requieren el consumo directo de vapor.

La válvula encargada de esta función, tiene la característica de realizar un suministro proporcional de agua según la cantidad de agua requerida en el tanque de condensado. Del catálogo del fabricante, en la tabla N°3.27 se indican la especificaciones técnicas de ésta válvula.

Tabla N°3. 27 Especificaciones técnicas.

Marca	Serie	Presión Máx. de Suministro de agua	Temperatura Máx. de ingreso de agua	Presión Máx. del recipiente
McDonell & Miller	21	150 psi (10.5 kg/cm <sup>2</sup> )	120°F (49°C)	35 psi (2.5 kg/cm <sup>2</sup> )

De acuerdo con los datos suministrados por el fabricante a una presión ingreso de agua de 40 psig, esta válvula suministra un caudal máximo de 3901 kg/h y la temperatura promedio de ingreso del agua, medida con un termómetro de contacto fue de 16.5°C.

### 3.4.2.4 Retorno de condensado

#### 3.4.2.4.1 Procedimiento

Esta medición no fue posible realizarla en el tanque de condensado, porque su capacidad era desconocida.

Con el objeto de determinar el volumen de retorno de condensado se realizó una desviación en la tubería de ingreso al tanque de condensado, mediante válvulas de bola y se emplearon los siguientes elementos:

- Recipiente metálico de forma cilíndrica de 55 galones de capacidad
- Indicador de nivel, realizado con una manguera de polietileno transparente y una cinta métrica
- Manguera
- Termómetro digital de contacto

Primero, se tomaron las dimensiones interiores del recipiente metálico. Luego por la geometría del recipiente se estableció el factor de conversión de unidades lineales a unidades volumétricas como se indica a continuación:

Tabla N°3. 28 Factor de conversión.

Unidad lineal (cm)	Unidad Volumétrica (GAL)
1	0.6744

Antes de realizar las mediciones de retorno de condensado, se lleno con quince galones el recipiente, esto para que el revaporizado se condense. Tomando en cuenta que la manguera que sale desde la tubería al recipiente toque el fondo de este último.

Se verificó la altura de nivel de condensado cada cinco minutos en el visor de nivel construido; realizando la diferencia correspondiente con la cantidad de agua previamente depositada en el recipiente. También se determinaron medidas de temperatura suficientes para establecer la temperatura promedio de retorno del condensado. Cuando el recipiente se llenaba se procedió a la evacuación del condensado abriendo la válvula de bola ubicada en el fondo de este, cuidando que siempre exista la cantidad de quince galones en el recipiente.

#### 3.4.2.4.2 *Datos obtenidos*

En la tabla N°3.29 se indica los datos obtenidos durante la medición de retorno de condensado.

Tabla N°3. 29 Datos obtenidos.

Fecha: 2009-02-24

N°	# Ciclo	HORA	H(cm)
1	1	8:40:00	0.0
2		8:45:00	8.0
3		8:50:00	11.5
4		8:55:00	10.5
5		9:00:00	17.0
6	2	9:24:00	0.0
7		9:29:00	10.0
8		9:34:00	18.0
9		9:39:00	29.0
10		9:44:00	32.0
11		9:49:00	40.0
12		9:54:00	50.0
13	3	10:02:00	0.0
14		10:07:00	8.0
15		10:12:00	14.0
16		10:17:00	18.5
17		10:22:00	19.5
18		10:27:00	21.9
19		10:32:00	26.0
20		10:37:00	42.0
21		10:42:00	49.5
22	4	10:44:00	0.0
23		10:49:00	9.0
24		10:54:00	23.0
25		10:59:00	31.0
26		11:04:00	44.0
27		11:09:00	49.0
28	5	11:13:00	0.0
29		11:18:00	4.5.0
30		11:23:00	11.0
31		11:28:00	16.0
32		11:33:00	17.0
33		11:38:00	23.0
34		11:43:00	32.0
35		11:48:00	43.5
36		11:53:00	48.0
37	11:58:00	58.0	
38	6	12:05:00	0.0
39		12:10:00	8.0
40		12:15:00	29.0
41		12:20:00	36.0
42	7	12:23:00	0.0
43		12:28:00	6.0
44		12:33:00	24.5
45		12:38:00	34.0
46		12:43:00	52.5
47	8	12:51:00	0.0
48		13:22:00	38.5
49		13:25:00	54.0

50	9	13:31:00	0.0
51		13:36:00	5.0
52		13:41:00	13.0
53		13:46:00	30.5
54		13:51:00	42.0
55		13:56:00	47.3
56		14:01:00	58.0
57	10	14:07:00	0.0
58		14:12:00	3.5
59		14:17:00	13.0
60		14:22:00	14.5
61		14:27:00	7.5
62		14:32:00	11.5
63		14:37:00	16.5
64		14:42:00	33.5
65		14:47:00	44.0
66		14:49:00	50.5
67	11	14:56:00	0.0
68		15:01:00	12.0
69		15:06:00	28.0
70		15:11:00	47.5
71		15:16:00	55.0

Los ciclos de medición se determinaron por los intervalos de tiempo en los cuales fue necesario vaciar el recipiente de 55 galones para continuar con la medición, estos ciclos se observan en la figura N°3.34.

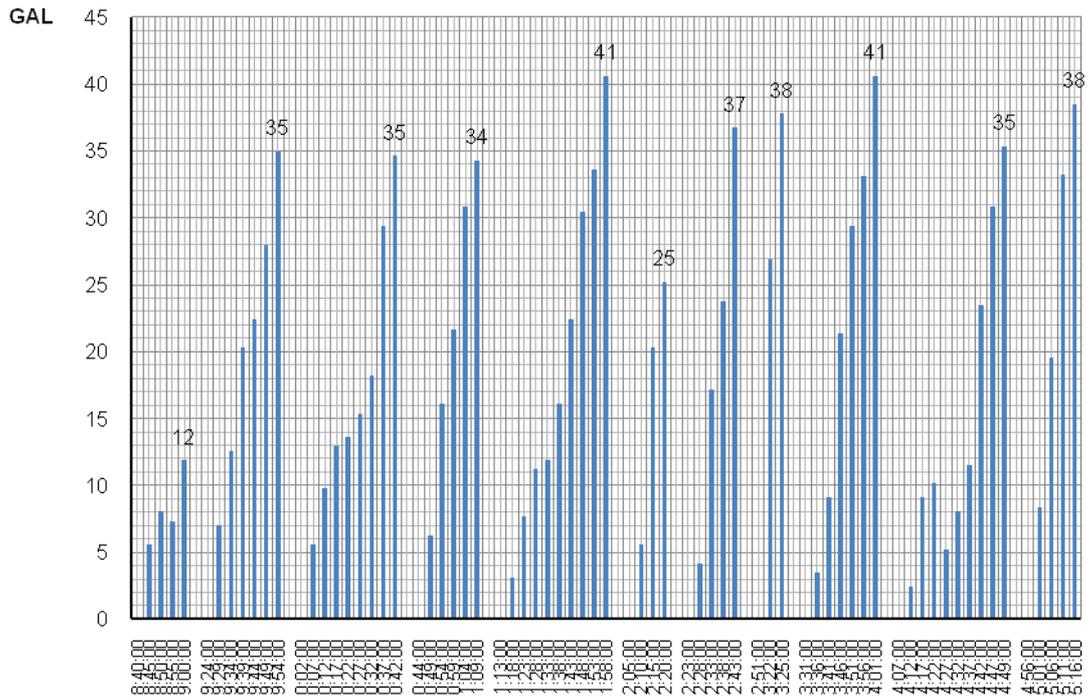


Figura N°3. 34 Altura de condesado registrada en el recipiente de medición.

3.4.2.4.3 *Datos calculados*

Con el factor de conversión de la tabla N°3.28 se procedió a transformar los datos de altura en volumen, ésto se indica en la tabla N°3.30.

Tabla N°3. 30 Valores calculados de retorno de condensado.

Nº	# Ciclo	HORA	(GAL)
1	1	8:40:00	0
2		8:45:00	6
3		8:50:00	8
4		8:55:00	7
5		9:00:00	12
6	2	9:24:00	0
7		9:29:00	7
8		9:34:00	13
9		9:39:00	20
10		9:44:00	22
11		9:49:00	28
12		9:54:00	35

13	3	10:02:00	0
14		10:07:00	6
15		10:12:00	10
16		10:17:00	13
17		10:22:00	14
18		10:27:00	15
19		10:32:00	18
20		10:37:00	29
21		10:42:00	35
22	4	10:44:00	0
23		10:49:00	6
24		10:54:00	16
25		10:59:00	22
26		11:04:00	31
27		11:09:00	34
28	5	11:13:00	0
29		11:18:00	3
30		11:23:00	8
31		11:28:00	11
32		11:33:00	12
33		11:38:00	16
34		11:43:00	22
35		11:48:00	30
36		11:53:00	34
37		11:58:00	41
38	6	12:05:00	0
39		12:10:00	6
40		12:15:00	20
41		12:20:00	25
42	7	12:23:00	0
43		12:28:00	4
44		12:33:00	17
45		12:38:00	24

46		12:43:00	37
47	8	12:51:00	0
48		13:22:00	27
49		13:25:00	38
50	9	13:31:00	0
51		13:36:00	3
52		13:41:00	9
53		13:46:00	21
54		13:51:00	29
55		13:56:00	33
56		14:01:00	41
57	10	14:07:00	0
58		14:12:00	2
59		14:17:00	9
60		14:22:00	10
61		14:27:00	5
62		14:32:00	8
63		14:37:00	12
64		14:42:00	23
65		14:47:00	31
66		14:49:00	35
67	11	14:56:00	0
68		15:01:00	8
69		15:06:00	20
70		15:11:00	33
71		15:16:00	38

La tabla N°3.31 indica el resumen de las mediciones de retorno de condensado.

Tabla N°3. 31 Resumen de retorno de condensado.

# Ciclo	Hora	$\Delta t$		Retorno		
		(min)	(h)	(gal)	(gal/h)	*(kg/h)
1	8:40	20	0.33	12	35.69	130.64
	9:00					
2	9:24	30	0.50	35	69.98	256.16
	9:54					

3	10:02	40	0.67	35	51.96	190.20
	10:42					
4	10:44	25	0.42	34	82.30	301.25
	11:09					
5	11:13	45	0.75	41	54.12	198.10
	11:58					
6	12:05	15	0.25	25	100.78	368.87
	12:20					
7	12:23	20	0.33	37	110.23	403.46
	12:43					
8	12:51	34	0.57	38	66.69	244.11
	13:25					
9	13:31	30	0.50	41	81.18	297.15
	14:01					
10	14:07	42	0.70	35	50.49	184.80
	14:49					
11	14:56	20	0.33	38	115.47	422.67
	15:16					
Retorno Promedio de Condensado					74.45	272.49

A las condiciones de la presión atmosférica de Pifo 74.81 Kpa (10.85 psia) y 87.27°C se tienen las siguientes propiedades termodinámicas del agua, tabla N°3.32.

Tabla N°3. 32 Propiedades de termodinámicas del condensado.

	Unidad	Valor
Temperatura de Saturación	°C	91.72
Entalpía	KJ/kg	365.4691
*Densidad	Kg/m <sup>3</sup>	966.94

#### 3.4.2.4.4 Análisis de resultados

Durante las seis horas y media de medición de retorno de condensado hacia un recipiente dispuesto para este propósito, se encontró que el caudal de retorno es de 74.45 gal/h o términos máscicos equivale a 272.49 kg/h. Además, se observó que existía la presencia de vapor que podía ser por efecto de la revaporización o de un mal funcionamiento de una trampa de vapor, siendo necesario, revisar las trampas de vapor.

#### 3.4.2.5 Agua de ingreso a la caldera

Tanto el agua de reposición como el retorno de condensado son mezcladas en el tanque de condensado (SNAG1000) e ingresan a la caldera a una temperatura promedio de 70°C, valor registrado por un termómetro bimetálico ubicado en el

tanque. Del catálogo de las bombas marca AURORA, se tiene que el caudal de suministro a la caldera es 7 m<sup>3</sup>/h o 31 gal/min, con una presión de descarga de 130 psig, medido con un manómetro instalado en la tubería de descarga de las bombas.

#### **3.4.2.6 Vapor producido**

Se determina la entalpía para vapor saturado a la presión absoluta de 764.28 kPa o 110.85 psia (presión atmosférica 10.85 psi, más la presión de generación de vapor de 100 psig). La entalpía es de 712.69 KJ/kg.

La capacidad nominal de producción de vapor de la caldera es de 150 BHP que representa una generación de 2352.27 kgv/h (5175 lbmv/h). Considerando la definición de un BHP produce 34.5 lbmv/h a 212°F.<sup>5</sup>

#### **3.4.2.7 Medición simultánea de consumo de combustible y retorno de condensado**

En el mes de Abril del año en 2009, se realizó el mantenimiento anual de la caldera. Por lo tanto, fue necesario realizar una nueva medición de consumo de combustible. Lo que fue aprovechado para realizar una medición simultánea de consumo de combustible y retorno de condensado.

Cuando se determina la cantidad de combustible necesario para producir una determinada cantidad de vapor; es importante realizar una medición en el mismo intervalo de tiempo entre el consumo de combustible y la cantidad de vapor generado. Éste último hay que medirlo en el tanque de condensado, por lo tanto fue imprescindible realizar el aforo de éste tanque de cuerpo cilíndrico y de cabezas elipsoidales en sus extremos.

El **ANEXO B-I** indica el procedimiento de aforo del tanque de condensado y la relación de conversión de unidades lineales a unidades volumétricas.

##### *3.4.2.7.1 Procedimiento*

---

<sup>5</sup> Heselton, K., 2005, "Boiler Operator's Handbook", The Fairmont Press, Estados Unidos, pp. 16

La medición de combustible, se realizó siguiendo el procedimiento descrito en los numerales anteriores.

La medición de retorno de condensado se determinó la altura de agua registrada en el visor de nivel del tanque, con un medidor de nivel instalado.

Cuando se lleva a cabo esta medición no se realizó ninguna purga, ni continua, ni de fondo en la caldera.

#### 3.4.2.7.2 *Datos Obtenidos*

La tabla N°3.33 indica los datos obtenidos en esta medición.

Tabla N°3. 33 Datos obtenidos.

Fecha: 2009-06-10

Hora	Bunker h(cm)	Condensado h(cm)
9:00:00	27.5	20.0
9:25:00	28.5	24.0
9:28:00	39.7	24.5
9:47:00	30.4	25.5
9:55:00	31.3	28.0

#### 3.4.2.7.3 *Datos Calculados*

La tabla N°3.34 muestra los valores calculados de la medición simultánea de consumo de combustible y retorno de condensado, considerando los datos registrados a 9:55 como finales y los datos a 9:00 como iniciales. La tabla N°3.35 indica los resultados obtenidos.

Tabla N°3. 34 Valores calculados.

Consumo de bunker		Retorno de condensado
@ 60°C y 10.85 psia	@condiciones estándar	

$\Delta t$ (min)	t (h)	$\Delta h$ (cm)	(gal)	(m <sup>3</sup> )	(gal)	(m <sup>3</sup> )	(kg)	(kg/h)	$\Delta h$ (cm)	(gal)	(m <sup>3</sup> )	*(kg)	(kg/h)
55	0.9167	3.8	10.67	0.04041	10.36	0.03921	39.15	42.71	8	64.10	0.24265	237.24	258.80

\*se considera la densidad del agua a 70°C y 10.85 psia

Tabla N°3. 35 Resultados obtenidos.

$\Delta t$ (h)	Consumo de bunker		Retorno de condensado	
	(gal/h)	(kg/h)	(gal/h)	(kg/h)
0.9167	11.30	42.71	69.92	258.80

#### 3.4.2.7.4 Análisis de resultados

Al revisar los resultados obtenidos en consumo de combustible de la tabla N°3.25 (antes del mantenimiento de la caldera) y los resultados de la tabla N°3.34 (después del manteniendo de la caldera), se observa que existe una disminución de consumo de combustible de 17.09 kg/h correspondiente una reducción del 28.6% de consumo de combustible.

#### 3.4.2.8 Gases producto de la combustión

Del informe de análisis de gases realizado por la empresa encargada, se tienen el resumen de resultados después del manteniendo anual de la caldera, realizado en el mes de Abril y antes del mismo en las tablas N°3.36 y N°3.37, respectivamente.

Tabla N°3. 36 Análisis de gases de la caldera después del mantenimiento anual.

Parámetro							
T gas °C	O <sub>2</sub> %	CO <sub>2</sub> %	CO ppm	SO <sub>2</sub> ppm	NO <sub>x</sub> ppm	Número de Humo	Material Particulado mg/m <sup>3</sup>
169	6.3	11.2	< 5	373	214	1	36.944

Con un exceso de aire del 40%.

Tabla N°3. 37 Análisis de gases de la caldera antes del mantenimiento anual.

Parámetro							
T gas °C	O <sub>2</sub> %	CO <sub>2</sub> %	CO ppm	SO <sub>2</sub> ppm	NO <sub>x</sub> ppm	Número de Humo	Material Particulado mg/m <sup>3</sup>
202	10.5	9.1	40	309	293	1	266.123

#### 3.4.2.8.1 Comentarios

Al comparar los valores de las tablas anteriores N°3.36 y 3. 37, se observa que después del mantenimiento anual de la caldera existe una disminución de la temperatura de los gases combustionados en 33°C, así como la reducción de la concentración de algunos gases como: oxígeno, monóxido de carbono, óxidos de nitrógeno y material particulado.

#### 3.4.2.9 Purga continua de la caldera

##### 3.4.2.9.1 Procedimiento

Con un recipiente metálico cilíndrico de un litro de capacidad, que se ajustó al espacio entre la tubería de descarga de condensado y la fosa de recolección de agua de casa de fuerza. Se realizaron tres mediciones de la purga continua en la posición de la válvula de bola en la que se realiza esta purga, es decir,  $\frac{1}{4}$  de vuelta.

Primero, se tomaron las dimensiones interiores del recipiente cilíndrico y se determinó un factor de conversión de unidades lineales a unidades volumétricas, tabla N°3.38. En la tubería de condensado se conectó una manguera elástica, se consideró que en el recipiente exista una altura de cinco centímetros correspondiente a un volumen de 0.4 litros, esto con el objeto de permitir que el revaporizado se condense.

Tabla N°3. 38 Factor de conversión.

Unidad lineal (cm)	Unidad Volumétrica (L)
1	0.067

##### 3.4.2.9.2 Datos Obtenidos

La tabla N°3.39 indica los datos obtenidos de la medición de purga continua.

Tabla N°3. 39 Datos obtenidos.

	t(s)
1 L	33.53
	32.89
	33.21

### 3.4.2.9.3 *Valores calculados*

Se encontró el valor promedio en el cual se llenó el recipiente y considerando las propiedades de saturación se determinarán a la presión de 764.28 kPa (110.85 psia), tabla N°3.40.

Tabla N°3. 40 Propiedades de saturación de la purga continua.

	Unidad	Valor
Temperatura de Saturación	°C	168.63
Entalpía	KJ/kg	712.69
Densidad	Kg/m <sup>3</sup>	898.79

Se encontró que el caudal de la purga continua es de 28.64 gal/h o 0.1084 m<sup>3</sup>/h, que en flujo másico corresponde a 115.48 kg/h.

### 3.4.2.10 **Pérdidas de energía en la superficie y chimenea de la caldera**

#### 3.4.2.10.1 *Procedimiento*

En treinta y un puntos de la superficie de la caldera y en tres puntos de la chimenea; se realizaron mediciones de temperatura y de pérdidas de flujo calor neto con un medidor de flujo térmico.

LA figura N°3.35; establece todos los puntos de medición realizados.

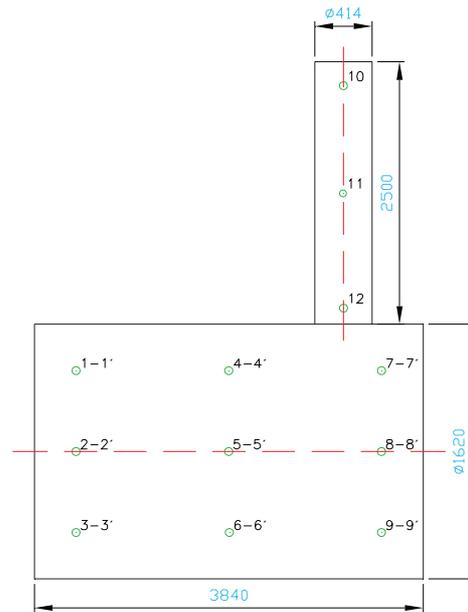


Figura N°3. 35 Puntos de medición de temperatura y pérdida de calor.

#### 3.4.2.10.2 Datos Obtenidos

La tabla N°3.41 indica los datos obtenidos de temperatura y pérdidas de calor neto en la superficie de la caldera y chimenea.

Tabla N°3. 41 Datos obtenidos.

PUNTO	To(°C)	Ta(°C)	Q(w/m2)	PUNTO	To(°C)	Ta(°C)	Q(w/m2)
1	68.40	24.70	278.00	1'	54.00	32.60	228.00
4	60.60	28.20	249.00	4'	50.50	32.00	190.00
7	67.40	29.60	276.00	7'	76.00	33.10	520.00
PROMEDIO A	65.47	27.50	267.67	PROMEDIO A'	60.17	32.57	312.67
2	64.00	26.20	256.00	2'	46.60	32.30	190.00
5	54.80	28.30	228.00	5'	51.40	32.50	195.00
8	77.10	31.50	504.00	8'	76.60	34.90	633.00
PROMEDIO B	65.40	28.00	294.10	PROMEDIO B'	59.32	32.85	324.10
3	81.30	26.30	562.00	3'	70.30	32.20	300.00
6	65.70	29.60	276.00	6'	65.50	32.50	270.00
9	78.70	31.60	690.00	9'	77.00	35.00	697.00
PROMEDIO C	68.08	28.32	352.80	PROMEDIO C'	62.49	32.96	350.89
10	77.70	34.90	727.00				
11	76.10	35.20	525.00				
12	79.00	35.40	745.00				
PROMEDIOD	77.60	35.17	665.67				

### 3.4.2.10.3 Valores calculados

Se encontró el valor promedio tanto de la temperatura superficial y pérdidas de calor en la superficie de la caldera y chimenea, tabla N°3.42.

Tabla N°3. 42 Valores promedio de temperatura y pérdidas de calor.

Punto	To(°C)	Ta(°C)	Q(w/m2)	Promedio		
				To(°C)	Ta(°C)	Q(w/m2)
A	65.47	27.50	267.67	62.82	30.03	290.17
A'	60.17	32.57	312.67			
B	65.40	28.00	294.10	62.36	30.43	309.10
B'	59.32	32.85	324.10			
C	68.08	28.32	352.80	65.28	30.64	351.84
C'	62.49	32.96	350.89			
Promedio				63.49	30.37	317.03

La tabla N°3.43 indica el resumen de pérdidas de calor en la superficie de la caldera y en la chimenea.

Tabla N°3. 43 Resumen.

	Tamb. (°C)	Tsup.(°C)	Q(W/m <sup>2</sup> )
Super. caldera	30.37	63.49	317.03
Super. chimenea	35.17	77.60	665,67

Para comprobación de la pérdida de calor determinada con el medidor de flujo térmico, se procedió a evaluar por el procedimiento matemático de transferencia de calor, es decir, empleando correlaciones. El porcentaje de diferencia entre ambos valores fue del 10. 24%, este procedimiento se indica a continuación.

#### a) Procedimiento Matemático:

Datos:

$$L = 3.84 \text{ [m]}$$

$$\text{Dext.} = 1.62 \text{ [m]}$$

$$T_{\text{sup.}} = 63.49 \text{ [°C]}$$

$$T_{\text{amb.}} = 23 \text{ [°C]}$$

$$\varepsilon = 0.81$$

La figura N°3.36 indica la resistencia térmica considerada para determinar la pérdida de energía por convección y radiación en la superficie de la caldera empleando correlaciones matemáticas.



Figura N°3. 36 Resistencia térmica.

A continuación se determina el coeficiente de convección por radiación,

$$h_{rad.} = \frac{\varepsilon \sigma (T_{sup.}^4 - T_{amb.}^4)}{T_{sup.} - T_{amb.}}$$

$$h_{rad.} = \frac{0.81 \times 5.67 \times 10^{-8} \frac{W}{m^2 K^4} ((63.49 + 273)^4 - (23 + 273)^4)}{63.49 - 23}$$

$$h_{rad.} = 5.8341 \left[ \frac{W}{m^2} \right]$$

La evaluación de las propiedades del aire se realizará a  $T_f$  y 1atm, así:

$$T_f = \frac{(T_{sup.} + T_{amb.})}{2}$$

$$T_f = \frac{(63.49 + 23)^\circ C}{2} \rightarrow T_f = 43.25 [^\circ C]$$

$$\rho = 1.121 [kg/m^3]$$

$$k = 0.02686 [W/m^\circ C]$$

$$\mu = 1.9329 \times 10^{-5} [kg/ms]$$

$$\gamma = 1.7332 \times 10^{-5} [m^2/s]$$

$$Pr = 0.72459$$

$$Gr = \frac{D^3 g \beta \Delta T}{\gamma^2}$$

$$Gr = \frac{(1.62)^3 m^3 \times 9.8 \frac{m}{s^2} \times \frac{1}{316.395 K} \times (63.49 - 23)^\circ C}{(1.7332 \times 10^{-3})^2 \frac{m^4}{s^2}}$$

$$Gr = 1.7749 \times 10^{10}$$

$$Gr \times Pr = 1.2861 \times 10^{10}$$

$$Nu = \frac{hD}{k} = 0.525(Gr \times Pr)^{1/4}$$

$$Nu = 0.525(1.7332 \times 10^{10})^{1/4} \rightarrow Nu = 191.6253$$

$$h = \frac{kNu}{D}$$

$$h = \frac{191.6253 \times 0.02686 \frac{W}{m^\circ C}}{1.62 m} \rightarrow h = 3.17719 \left[ \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \right]$$

$$h_{cr} = (5.8341 + 3.17719) \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \rightarrow h_{cr} = 9.011 \left[ \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \right]$$

$$q = h_{cr} \cdot A \Delta T$$

$$A = \pi D L \rightarrow A = 6.2208\pi [m^2]$$

$$q = 9.011 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \times 6.2208\pi m^2 \times (63.49 - 23) [^\circ C]$$

$$q = 6902.67 [W]$$

b) Utilizando el medidor de flujo térmico

Valor medido por unidad de área = 317.03 [W/m<sup>2</sup>]

Área perpendicular al flujo de calor = 6.2208π [m<sup>2</sup>]

*q = valor medido por unidad de área x área per. al flujo de calor*

$$q = 6195.78 W$$

$$\% \text{diferencia} = \frac{\text{val. procedimiento mat.} - \text{val. med. flujo térmico}}{\text{val. procedimiento mat.}} \times 100$$

$$\% \text{diferencia} = \frac{6902.67 - 6195.78}{6902.67} \times 100$$

$$\% \text{diferencia} = 10.24 \%$$

### 3.4.3 SISTEMA DE DISTRIBUCIÓN DE VAPOR

#### 3.4.3.1 Pérdidas de energía en tuberías de conducción de vapor

##### 3.4.3.1.1 Procedimiento

Con un medidor de flujo térmico se determinaron las temperaturas superficiales del aislante así como pérdidas de calor neto de las tuberías de vapor.

También se midió que la velocidad del viento en el interior de la planta fue inferior a 1m/s.

##### 3.4.3.1.2 Datos obtenidos

La tabla N°3.44 indica los datos obtenidos de superficial y pérdidas de calor promedio de las tuberías de vapor y condensado.

Tabla N°3. 44 Datos obtenidos.

Cod.	D. ext. (m)	D.nom. (pulg)	espesor aislante(mm)	L (m)	Tam.(°C)	Tsup.(°C)	Q(W/m <sup>2</sup> )
4-ST-001	0.2165	4	50	10.0	23.00	56.10	235.00
1-ST-002	0.1401	1	52	10.4	23.00	37.70	160.00
1/2-ST-003	0.0955	½	36	4.3	23.00	36.00	155.00
4-ST-004	0.2228	4	53	29.0	tubería exterior		
2-ST-005	0.1592	2	48	38.0	15.05	18.25	60.25
¾-ST-005-1	0.0955	¾	33	3.0	15.05	23.50	98.00
1-ST-005-2	0.1401	1	52	19.0	15.05		
2-ST-006	0.1592	2	48	24.0	15.05	18.25	60.25
¾ -ST-006-1	0.0955	¾	33	17.0	15.05	26.10	90.00
¾ -ST-006-2	0.0955	¾	33	3.0	15.05	31.00	68.00
4-ST-007	0.2228	4	53	10.0	15.05	37.30	123.00
1-ST-008	0.0955	1	30	25.0	21.30	38.63	119.00
1-ST-008-2	0.0955	1	30	3.0	21.30		
1-ST-008-3	0.0955	1	30	3.0	21.30	28.80	64.00
1-ST-008-4	0.0955	1	30	3.0	21.30	49.00	191.00
1-ST-008-5	0.0955	1	30	3.0	21.30	49.00	191.00
1-ST-008-6	0.0955	1	30	2.0	21.30	31.60	105.00
¾-ST-009	0.0493	¾	10	4.5	21.30	37.05	235.00
¾-ST-009-1	0.2228	¾	10	4.5	21.30	37.05	235.00
4-ST-010	0.2165	4	50	14.0	21.30	35.95	137.25
2-ST-010-1	0.1592	2	48	3.5	21.30	30.70	79.00
2-ST-010-2	0.1592	2	48	3.5	21.30	32.50	115.00
2-ST-010-3	0.1592	2	48	5.7	21.30	45.20	165.00
1-ST-010-N1	0.0834	1	24	3.7	21.30	65.00	270.00

Algo importante que resaltar, es que la temperatura promedio de todas tuberías de vapor es de 36.4°C, la cual se encuentra dentro del valor recomendado de temperatura superficial para protección del personal, según el Manual de Eficiencia Energética Térmica en la Industria. <sup>6</sup>

### 3.4.3.2 Pérdidas de energía en tuberías de conducción de condensado

En las tuberías de condensado se realizaron mediciones con el mismo equipo empleado para determinar las pérdidas de calor en las tuberías de vapor. En la tabla N°3.45, se indican los datos obtenidos de temperatura superficial y pérdidas de calor promedio de las tuberías de vapor y condensado.

Tabla N°3. 45 Datos obtenidos.

Cod.	D. ext. (m)	D.nom. (pulg)	espesor aislante(mm)	L (m)	Tam.(°C)	Tsup.(°C)	Q(W/m <sup>2</sup> )
1-CON-001	0.1401	1	52	10.4	23.00	33.50	140.00
2-CON-002	0.1623	2	50	24.0	21.30	30.73	86.00
¾-CON-003	0.0493	¾	10	25.0	21.30	26.5	62.00
¾-CON-003-(2-3)	0.0493	¾	10	3.0	21.30		
¾-CON-003-(4-5)	0.0493	¾	10	3.0	21.30	43.70	154.00
1-CON-003-6	0.0637	1	14	2.0	21.30	32.00	105.00
¾-CON-004	0.0493	¾	10	4.5	21.30	28.40	85.50
¾-CON-004-1	0.2228	¾	10	4.5	21.30	28.40	85.50
1-CON-004-1	0.0955	1	30	4.8	21.30	37.30	122.00
1-CON-004-2	0.0828	1	24	4.1	21.30	37.30	122.00
1-CON-004-3	0.1082	1	36	7.8	21.30	20.20	24.00

El plano **ANEXO E-II**, presenta la identificación de las diversas tuberías y el **ANEXO E-III** las mediciones de temperatura y pérdidas de calor realizadas.

### 3.4.3.3 Inspección Infrarroja de las tuberías

La inspección infrarroja es una técnica de mantenimiento predictivo que es usada para monitorear las condiciones de la maquinaria, estructuras y sistemas de una planta. Se usa instrumentación diseñada para monitorear la emisión de energía infrarroja, que es temperatura, para determinar las condiciones de operación. Detectando anomalías térmicas, es decir, áreas que se encuentran a mayor o menor temperatura a la que se deberían encontrar.

<sup>6</sup> Borroto, A., 2005, "Ahorro de Energía en Sistemas de Vapor", Editorial Universidad de Cienfuegos, Cuba, pp. 97

La tecnología infrarroja se fundamenta en el hecho de que todos los objetos que se encuentran a una temperatura mayor al cero absoluto emiten energía o radiación. La radiación infrarroja es una forma de esa radiación emitida, cubre el espectro en el rango de 0.7 a 100 $\mu$ m.

Los sistemas ópticos de la tecnología infrarroja colectan la energía radiante y la concentran en un detector, el cual la convierte en una señal eléctrica. Dispositivos electrónicos amplifican la señal de salida y la procesan en una forma que puede ser mostrada en forma digital y procesada en imágenes de video que son llamadas termogramas. Cada pixel del termograma tiene un valor de temperatura y el contraste en la imagen se debe a la diferencia en la temperatura de la superficie del objeto en estudio.

La inspección infrarroja es una técnica no destructiva para detectar diferencias térmicas que indican problemas en el equipo. Se emplea para realizar inspecciones en: cajas de velocidades, subestaciones eléctricas, motores, envoltorio de construcciones, rodamientos, líneas de vapor, etc.<sup>7</sup>

En el presente proyecto se ha empleado una cámara termográfica marca HIOKI, modelo 3460, para la identificación de puntos calientes en el sistema de vapor.

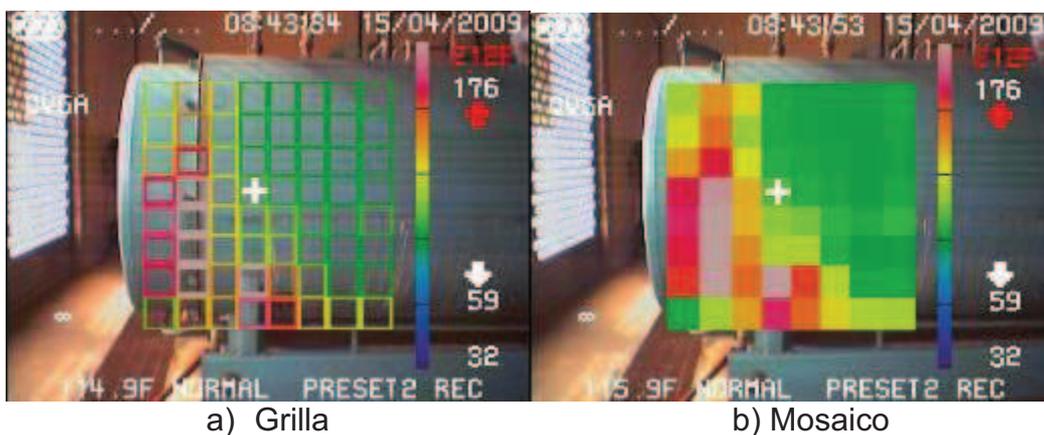


Figura N°3. 37 Termograma de la caldera.

<sup>7</sup> Mobley, R., 2008, "Maintenance Engineering Handbook", Séptima Edición, Mc Craw Hill, Estados Unidos, pp. 7.105-7.113

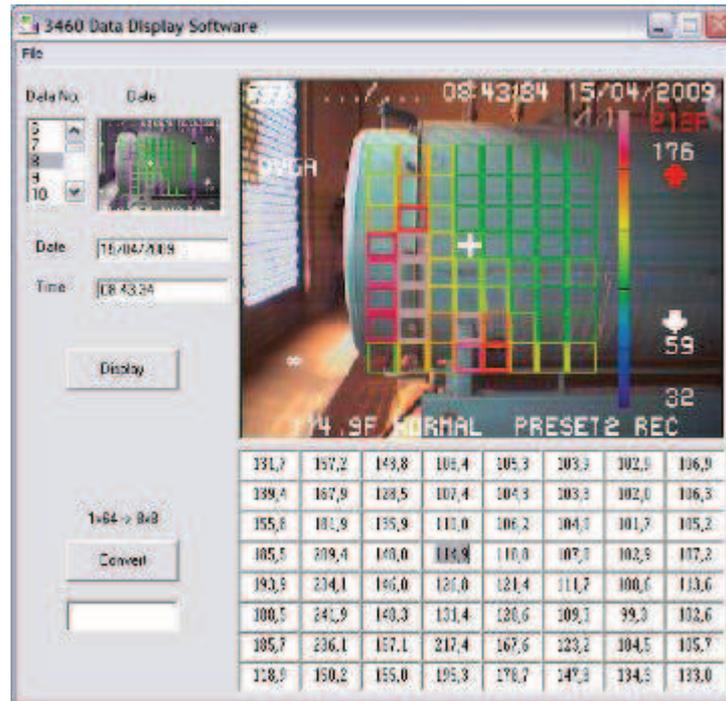


Figura N°3. 38 Tabla de distintos valores de temperatura del termograma de la caldera.

Al realizar un análisis de los termogramas que se indican en la figura N°3.37. Se observa que existe homogeneidad en la temperatura de la superficie exterior del cuerpo de la caldera, lo que indica que existe una distribución uniforme del asilamiento de la caldera.

En la parte baja de la caldera se encuentran puntos de mayor temperatura, debido a su cercanía a la cámara de combustión.

Los puntos de mayor pérdida de energía se presentan en la parte no aislada de la caldera, que se encuentra recubierta con refractario para los distintos pasos de los gases de combustión al interior de los tubos de la caldera.

En la figura N°3.38 indica una ventana del programa informático de la cámara termográfica utilizada.

La figura N°3.39 se realiza una explicación del termogramra de la fig. N°3.37.

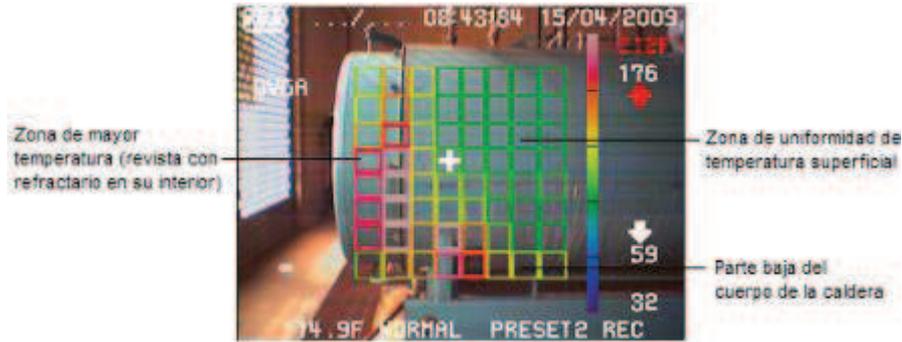


Figura N°3. 39 Explicación del termograma.

El criterio que se ha considerado para la selección de puntos calientes es tomando en cuenta aquellos puntos que según los termogramas se verifican que se encuentran a mayor temperatura que los inmediatamente contiguos en líneas de vapor aisladas. Realizando una excepción en el serpentín de calentamiento de bunker del tanque nodriza, puesto que un tramo de la tubería de alimentación de vapor saturado no se encuentra aislado y las grandes pérdidas de calor que presenta el serpentín en si mismo hacia el ambiente.

Refiérase al **ANEXO B-II** para ver los termogramas del sistema de distribución de vapor, así como al **ANEXO E-IV** para la localización de los catorce puntos calientes identificados.

#### 3.4.3.4 Inspección ultrasónica de trampas de vapor

La revisión del funcionamiento de las trampas, puede realizarse por cuatro métodos de inspección, como son:

- Método visual
- Método acústico
- Método ultrasónico
- Método electrónico<sup>8</sup>

Para el presente proyecto de titulación se han empleado los dos primeros métodos de inspección de trampas de vapor como entrenamiento antes de emplear el método ultrasónico.

<sup>8</sup> U.S. Department of Energy, 2001, "Steam Trap Performance Assessment", Federal Technology Alerts, Estados Unidos, pp.7-10.

El equipo empleado marca SONOTEC, modelo SONAPHONE E, para la revisión del funcionamiento con el método ultrasónico permite realizar grabaciones de los decibeles emitidos por la trampa de vapor en función del tiempo durante su operación y grabarlos, para después ser descargados a la computadora para mediante el software correspondiente, realizar su análisis respectivo.

Este equipo permite escuchar si una trampa se encuentra funcionando de manera adecuada o no, distinguiéndose el sonido emitido por el vapor y el condensado fluyendo por la tubería.

A continuación se presentan distintos gráficos que permiten entender el comportamiento de una fuga y una trampa de vapor, mediante el análisis del nivel de presión sonora emitido en función del tiempo.

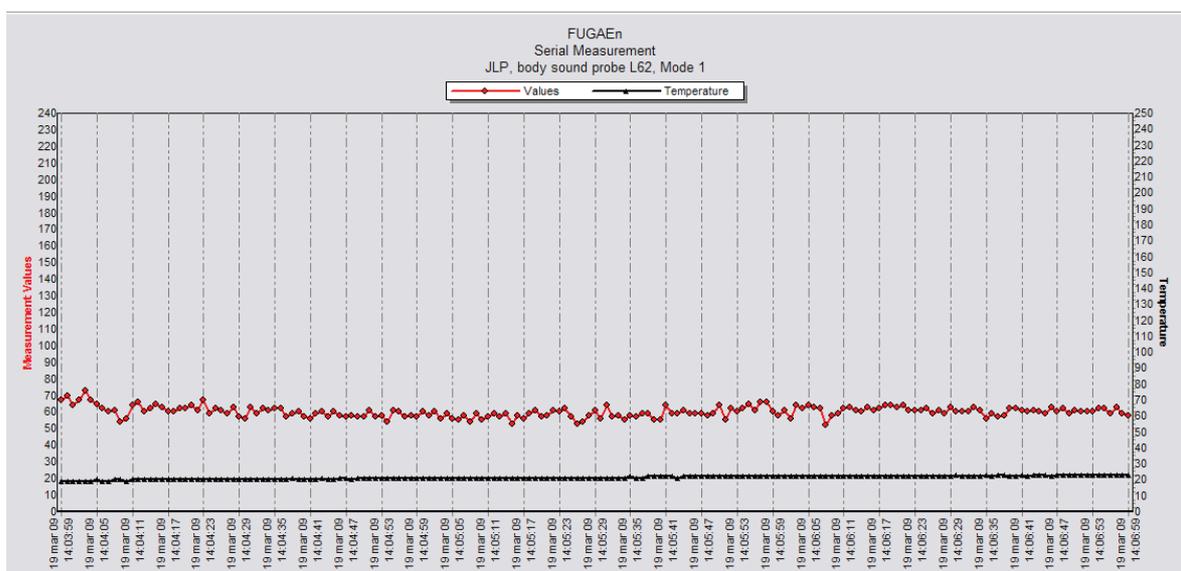


Figura N°3. 40 Fuga de vapor en la brida de la línea longitudinal de vapor.

Al analizar la figura anterior N°3.40, se observa que el comportamiento de una fuga es constante en el tiempo, en cuanto al nivel de presión sonora que esta emite. Siendo en valor de emisión bastante alto que corresponde a un valor promedio de 60 dB.



Figura N°3. 41 Trampa de vapor de termodinámica con filtro de pierna colectora.

Las siguientes figuras N°3.42 y 3.43 presentan los diagramas de la trampa de vapor en dos condiciones; la trampa abierta y el de una trampa del mismo tipo que la que se indica en la fig. N°3.41 nueva, respectivamente.

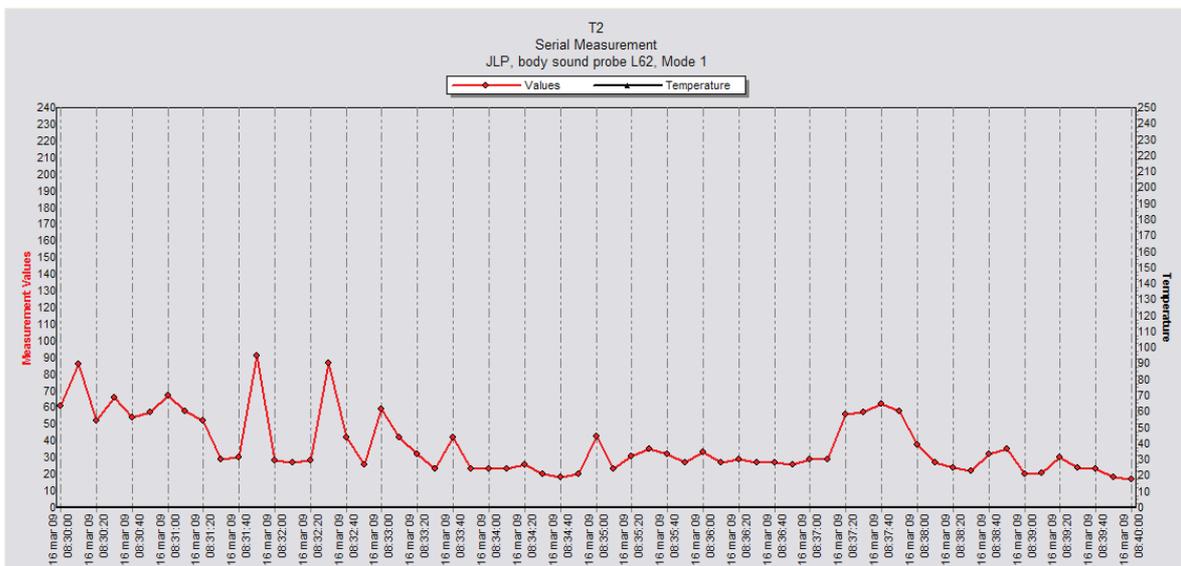


Figura N°3. 42 Trampa de vapor abierta, con el disco rebotando dentro de la tapa de la trampa.

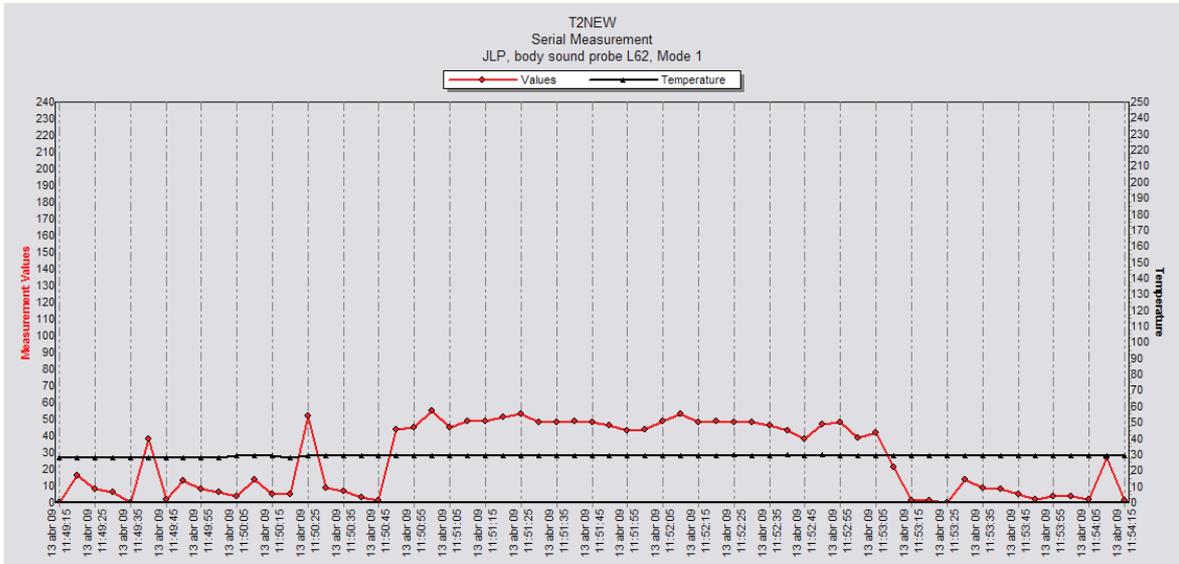


Figura N°3. 43 Trampa de vapor nueva, funcionamiento correcto.

La siguiente tabla N°3.46 presenta los resultados de la revisión del funcionamiento de las trampas de vapor analizadas en la Planta.

Tabla N°3. 46 Resultado de la revisión del funcionamiento de las trampas de vapor.

Cod.	EQUIPO	TIPO	Conexión (pulg)	ESTADO	Método de inspección
T1	SNCB1000	flotador-termostato	3/4	*ABIERTA	ultrasónico
T2	SNDV1000	termodinámica, ST	1/2	CORRECTO	ultrasónico
T3	pata de goteo	termodinámica, ST	1/2	*ABIERTA	ultrasónico
T4	Calentador de bunker	termodinámica	1/2	CORRECTO	ultrasónico
T5	ENDG1000	termodinámica, ST	1/2	CORRECTO	ultrasónico
T6	CNDG1000	termodinámica	1/2	*ABIERTA	ultrasónico
T7	DNDG1000			NO EXISTE	
T8	HNMA5000	termodinámica, ST	1/2	*ABIERTA	acústico
T9	HNMA5000	retirada			
T10	HNMA5000	retirada			
T11	HNMA4000	termodinámica, ST	1/2	*ABIERTA	ultrasónico
*T12	HNMA4000	termodinámica, ST	3/4		
T13	HNMA4000	termoestática	3/4		
T14	HNMA3000	balde invertido	1/2	CORRECTO	ultrasónico
T15	HNMA3000	balde invertido	1/2		
T16	HNMA3000	termodinámica, ST	3/4	*ABIERTA	ultrasónico
T17	HNMA2000	flotador-termostato	3/4	CORRECTO	ultrasónico

T18	HNMA2000	flotador-termostato	3/4	*ABIERTA	ultrasónico
T19	HNMA6000	termodinámica	1	CORRECTO	ultrasónico
T20	HNMA6000	termodinámica	1	CORRECTO	ultrasónico
T21	HNMA1000	termodinámica, ST	3/4	CORRECTO	acústico
T22	HNMA1000	termodinámica	3/4	Sin operación	
T23	HNMA3000	termodinámica, ST	1/2	*ABIERTA	ultrasónico
T24	HNMA3000	flotador-termostato	1	CORRECTO	ultrasónico
T25	HNMA2000	flotador	1/2		
T26	HNMA2000	termodinámica, ST	1/2	CORRECTO	ultrasónico
T27	HNMA1000	termodinámica, ST	1/2	CORRECTO	acústico
T28	HNMA1000	termodinámica, ST	1/2	CORRECTO	acústico
T29	HNMA1000	flotador-termostato	1	CORRECTO	acústico
T30	NTAG1000	termodinámica	1	CORRECTO	acústico
T31	NTAG1000	termodinámica, ST	3/4	CORRECTO	acústico
T32	ENDG2000	termodinámica, ST	1/2	*ABIERTA	ultrasónico

ST: trampa de vapor con filtro

\* El modo de falla de las trampas termodinámicas es en verdad parcialmente abierta y no abierta por completo.

#### 3.4.3.4.1 *Análisis de Resultados*

De las treinta y dos trampas del sistema de distribución de vapor se realizó la revisión de veinte y cuatro trampas existentes, debido a dificultades de acceso para la revisión a las restantes.

Del análisis de revisión de las trampas de vapor, se determinó que el funcionamiento de quince trampas es correcto. Por lo tanto el 37.5% de las trampas de vapor revisadas se encuentran abiertas.

El **ANEXO B-III** muestra los diagramas de la revisión de las trampas de vapor. En el **ANEXO E-V** se encuentra la localización de cada trampa de vapor analizada en el sistema de distribución de la planta.

#### 3.4.3.4.2 *Comentarios*

De manera general se observa que la mayor cantidad de trampas de vapor abiertas son del tipo termodinámicas. Debido a que éstas por su funcionamiento presentan mayor desgaste por el movimiento relativo entre la cubierta de la trampa y el disco.

### 3.4.3.5 Flujo de vapor perdido por trampa de vapor abierta

Con el propósito de encontrar la cantidad de vapor perdido por una trampa de vapor abierta. Se ha realizado esta medición en la trampa de vapor termodinámica T32.

#### 3.4.3.5.1 Descripción del procedimiento

Se utilizaron los siguientes implementos:

- recipiente plástico
- conexiones
- manguera
- balanza

Primero se peso el recipiente plástico totalmente vacío. Este valor fue de 1.3 kg.

Se llenó el recipiente con cierto volumen de agua fría y se procedió a pesar de nuevo el recipiente, este valor fue de 7.8 kg.

Después se realizó la conexión correspondiente entre la tubería de descarga a al ambiente de la trampa de vapor T32, mediante abrazaderas metálicas, con la manguera; evitando al máximo las fugas de vapor.

Una vez realizada la conexión, se sumergió la manguera en el agua del recipiente, hasta que se tenga aumento en el volumen del agua. Tomándose el tiempo correspondiente, el tiempo fue de cinco minutos.

Finalmente se peso el recipiente con el nuevo volumen de agua, siendo éste de 8.1kg.

#### 3.4.3.5.2 Datos obtenidos

Peso del recipiente vacío = 1.3 [kg]

Peso inicial del recipiente = 7.8 [kg]

Peso final del recipiente = 8.1 [kg]

Intervalo de tiempo = 5 [min]

Peso inicial del agua = 7.8 kg – 1.3 kg = 6.5 [kg]

Peso final del agua = 8.1 kg – 1.3 kg = 6.8 [kg]

$$\dot{m}_{\text{vapor perdido}} = \frac{\Delta \text{Peso del agua}}{\Delta \text{Tiempo}} \rightarrow \dot{m}_{\text{vapor perdido}} = \frac{(6.8 - 6.5) \text{kg}}{5 \text{ min} \times \frac{1 \text{h}}{60 \text{min}}}$$

$$\dot{m}_{\text{vapor perdido}} = 3.6 \left[ \frac{\text{kg}}{\text{h}} \right]$$

La cantidad de vapor encontrada se aplicará para otras trampas termodinámicas con similares características de falla, para el cálculo de vapor perdido por trampas de vapor abiertas.

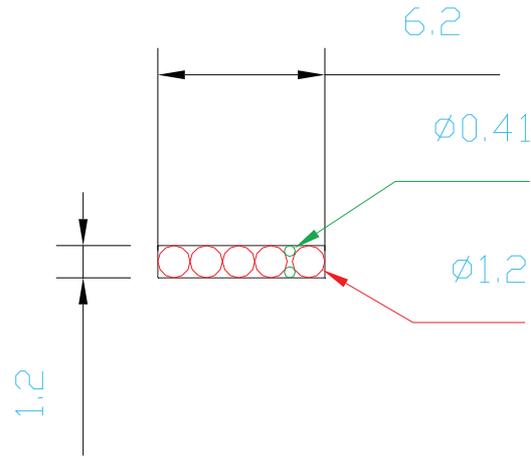
#### 3.4.3.6 Fugas de vapor

A continuación se mencionan ciertas fugas de vapor detectadas durante inspecciones realizadas a las instalaciones de la Planta. Los diámetros de algunas de estas fugas han sido estimados por comparación, debido a la dificultad para su medición. El flujo de vapor de cada fuga se ha tomado de la tabla del **ANEXO B-IV**.

En las siguientes figuras se indican fotografías de fugas de vapor encontradas en inspecciones técnicas realizadas a las instalaciones de vapor de la Planta.

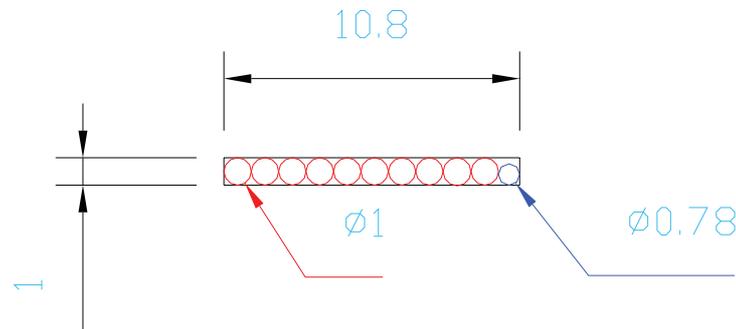


Figura N°3. 44 Fuga de vapor en unión una universal y en un neplo.



Nº	D ext. (mm)	Vapor (kg/h)	#	Vapor Total(kg/h)
1	1.2	5	5	25
2	0.41	0.66	2	1.32
				26.32

Figura N°3. 45 Método gráfico empleado para determinar la pérdida de vapor en la unión universal.



Nº	D ext. (mm)	Vapor (kg/h)	#	Vapor Total(kg/h)
1	1	4.9	10	49
2	0.78	1.23	1	1.23
				50.23

Figura N°3. 46 Método gráfico empleado para determinar la pérdida de vapor en el neplo de 100 mm.

En la figura N°3.44 se indica la fotografía de una unión universal y en un neplo de 100 mm a la entrada de la válvula de pistón de HNMA2000 módulo 1. Las figuras N°3.45 y 3.46 indican el método gráfico empleado para determinar ésta pérdida de vapor.

La tabla N°3.47 presenta la pérdida total de vapor debido a fugas en la válvula de pistón de HNMA2000 módulo.

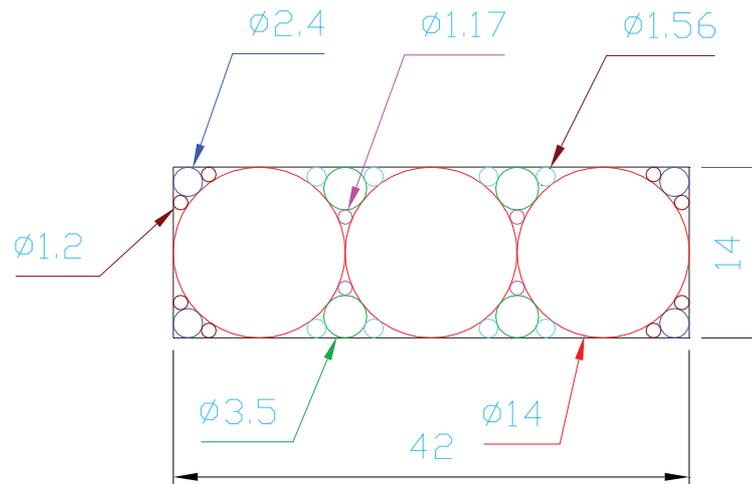
Tabla N°3. 47 Tabla de fuga de vapor total en marmita HNMA2000.

Fuga unión universal (kg/h)	26.32
Fuga nepló 100mm (kg/h)	50.23
TOTAL	76.55

La figura N°3.47 indica la fuga de vapor en empaque de la puerta de HNHO3000, cuyas dimensiones son 42x14x12 mm. En la figura N°3.48 se indica el método gráfico empleado para determinar la pérdida de vapor en la puerta de este horno. Hay que considerar que existe una válvula reguladora de presión de acción externa en la unidad acondicionadora de aire de este horno que reduce la presión de ingreso de vapor a 25 psig. Por lo tanto, esta presión será a la cual sale el vapor por la fuga en el empaque de la puerta de este horno.



Figura N°3. 47 Fuga de vapor en empaque de la puerta de HNHO3000.



Nº	D ext. (mm)	*Vapor (kg/h)	#	Vapor Total(kg/h)
1	14	316	3	948
2	3.5	8.4	4	33.6
3	2.4	3.9	4	15.6
4	1.56	1.68	8	13.44
5	1.2	1.09	8	8.72
6	1.17	1.043	4	4.172
				1023.532

\*vapor descargado a 25psig

Figura N°3. 48 Método gráfico empleado para determinar la pérdida de vapor en la puerta del horno HNHO3000.

A continuación se muestran tres figuras, N°3.49, 3.50 y 3.51. En las que se indica fugas de vapor encontradas en el sistema de distribución de vapor de la planta.



Figura N°3. 49 Fuga de vapor en brida de tubería principal de vapor 4-ST-007. D. aprox. 7/32".



Figura N°3. 50 Fuga de vapor en filtro de vapor de HNHO2000. D. aprox. 3/16”.



Figura N°3. 51 Fuga de vapor en válvula reguladora de acción de presión controlada externamente de HNHO2000. D. aprox. 7/32”.

Cabe resaltar que algunas de las fugas señaladas han sido reparadas, pero si se las menciona para tener la referencia de cuanto vapor se perdía para su posterior cálculo económico. La tabla N°3.48 indica el flujo total de pérdidas de vapor de las fugas descritas.

Tabla N°3. 48 Pérdidas por fugas de vapor.

Descripción	D. aprox. (mm)	Flujo de vapor (kg/h)
*Brida de tubería principal de vapor	0.22	60.45
*Accesorios de tubería de ingreso de vapor HNMA2000, módulo 1		76.55
*Empaque de puerta de HNHO3000		1023.53
Brida de filtro de vapor de HNHO2000	0.19	44.41
Válvula reguladora de presión de HNHO2000	0.22	60.45
TOTAL		1265.39

\*fugas reparadas

### 3.4.4 EQUIPOS DE CONSUMO

#### 3.4.4.1 Serpentín de calentamiento de bunker

Este serpentín debido a su diseño actual presenta pérdidas de calor por convección y radiación al ambiente; así como evaporación del bunker en el serpentín actual, figura N°3.52.

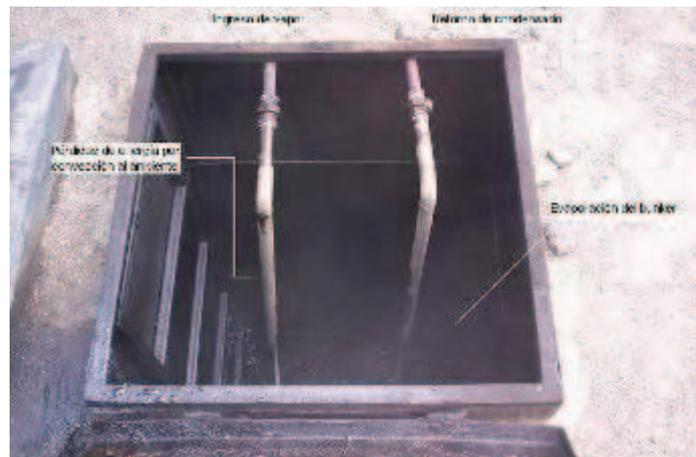


Figura N°3. 52 Pérdidas en el serpentín.

La figura N°3.53 indica las dimensiones del serpentín de calentamiento de bunker instalado en el tanque nodriza de bunker.

La figura N°3.52, señala las pérdidas por convección y radiación al ambiente por la tubería de vapor al descubierto en un tramo de 3.86m (2 x1750 mm + 2x180 mm) de longitud, a demás de la evaporación del bunker. Este valor de evaporación requiere medirse.

La tabla N°3.49 indica los valores de temperatura superficial y ambiente medidas con un termómetro infrarrojo y de contacto en el serpentín de calentamiento de bunker del tanque nodriza.

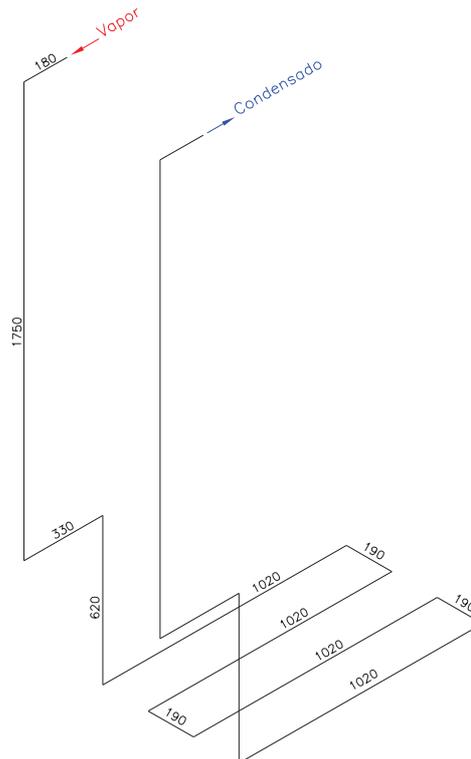


Figura N°3. 53 Dimensiones del serpentín.

Tabla N°3. 49 Valor de temperatura promedio medido.

Temperatura superficial	60°C
Temperatura ambiente	30°C

#### 3.4.4.2 Marmita

Mediante una desviación de la tubería de retorno de condensado a un recipiente graduado de volumen conocido; se procedió a determinar el volumen de condensado de la caldera de vapor con serpentín HNMA 4000, módulo 2 durante la cocción de la mortadela Mr. Pollo de 2.5 kg/unidad y de la mortadela de 4.2kg/unidad.

El objetivo principal de esta medición es conocer la cantidad de vapor necesaria para la cocción de estos productos.

Para el caso de la marmita HNMA1000 módulo 2, el valor de activación de temperatura de la válvula de pistón de vapor es de 81°C y 82°C es la temperatura de apagado de esta válvula.

Cuando el vapor ingresa al serpentín, el condensado formado es evacuado por arrastre mediante la trampa de vapor ubicada en la marmita. El tiempo que permanece activada la válvula de ingreso de vapor es en promedio constante, correspondiente a 1min con 30 seg. Cuando la válvula se cierra, el vapor contenido en el serpentín empieza a intercambiar energía con el agua de la marmita por medio de los mecanismos de transferencia de calor de conducción (entre el vapor y las paredes de la tubería de acero inoxidable) y convección (entre la tubería y el agua). Como producto de esa transferencia de energía, del vapor al agua, el primero se condensa (cambio de fase) y el segundo eleva su temperatura. Cumpliendo el agua como un medio de intercambio de energía para la cocción de productos.

Una vez que la temperatura del agua desciende hasta 81°C, el control electrónico envía una señal de activación para suministro de vapor y el condensado formado es evacuado por la trampa de vapor; hasta que la temperatura del agua aumente a 82°C. Este aumento de temperatura del agua se produce en 1 min 30 seg, como se dijo anteriormente, esto durante el proceso de cocción del producto; no cuando se produce el calentamiento del agua desde la temperatura de suministro de la red (16°C). Repitiéndose así el ciclo durante el tiempo de cocción del producto contenido en la marmita.

Hay que tomar en cuenta que mientras el intervalo de tiempo de suministro de vapor es en promedio constante; el intervalo de tiempo de cambio de fase de vapor-líquido, no lo es. Este último, aumenta a medida que el proceso de cocción de los productos también aumenta, es decir, cuando el producto ingresa a la marmita a la temperatura de 11.8°C (valor medido) requiere más energía, por lo tanto más vapor para satisfacer este requerimiento con lo cual los intervalos de cambios de fase son más cortos. En cambio, cuando la temperatura del producto va en aumento los intervalos de cambio de fase son más largos porque a su vez la transferencia de calor es más lenta. Por lo tanto el tiempo que se considerará para determinar el consumo por unidad de tiempo del vapor será el intervalo de tiempo en el cual se produjo el cambio de fase del vapor.

#### 3.4.4.2.1 Descripción del procedimiento de medición

Colocando una tubería y una manguera que dirijan el condensado hacia el recipiente de medición empleado, se midió la cantidad de condensado.

Se emplearon los siguientes equipos:

- Recipiente plástico
- Manguera
- Flexómetro
- Termómetro digital de contacto

Para el aforo del recipiente se procedió a observar la graduación de volumen en el mismo y luego por la geometría del recipiente se estableció el factor de conversión de unidades lineales a unidades volumétricas como se indica a continuación:

Tabla N°3. 50 Factor de conversión.

Unidad lineal (cm)	Unidad Volumétrica (L)
1	0.5263

Se realizó el seguimiento de todo el proceso de cocción de los dos productos en estudio. Tomando el tiempo según el ritmo establecido por el proceso mismo, es decir, según el indicador visual de activación de la válvula de asiento inclinado de ingreso de vapor permanecía encendida o apagada y se procedió a determinar la altura alcanzada por el condensado en el recipiente; realizando la diferencia con la cantidad de agua colocada en el recipiente para que se produzca la condensación del revaporizado.

Al igual que las mediciones de retorno de condensado, una vez que el recipiente se llenaba, se procedía a la evacuación de cierta cantidad de condensado cuidando siempre que existe una cantidad para condensación del revaporizado.

#### 3.4.4.2.2 Datos obtenidos y valores calculados

Los datos obtenidos en esta medición se indican en la tabla N°3.51.

Tabla N°3. 51 Datos obtenidos para ambas mortadelas.

Fecha: 2009-02-10

**1. Agua Fresca**

TEMPERATURA INICIAL	83.6 °C
HORA INICIO	8:13

**2. Vapor para elevar la temperatura del agua a agua lista para cocción**

TIEMPO ( MIN)	ALTURA (cm)	T agua cocc.(°C)	T cond.(°C)	OBSERVACIONES
10:36.12	0.0		0	
1:11.54	11.5	82	86	179 mm desde tope de módulo
14:48.93	0.0	85-81	0	180mm desde tope de módulo
1:18.60	10.0	81-82	86.6	
22:40.68	0.0	84-81	0	inicio de calent. con tapa
1:18.50	14.0	81-82	89.7	
1:23:17.25	0.0	84-81	0	
1:25.70	17cm o 10L	81-82		

TEMPERATURA FINAL	82 (°C)
-------------------	---------

**4. Ingreso de Producto**

HORA INICIO	10:50	
NOMBRE	mortadela Mr. Pollo	
NÚMERO DE UNIDADES	86	
PESO UNITARIO	2.5	(KG)
PESO TOTAL	215	(KG)
TEMPERATURA INICIAL	11.8	(°C)

**5. Cocción del Producto**

TIEMPO ( MIN)	ALTURA (cm)	T agua cocc.(°C)	T cond.(°C)	OBSERVACIONES
1:39.16	0.0			
1:31.93	14.0	81-82	89.2	
7:11.13	0.0			
1:01.54	5.5	80,7-82	78.5	
14:05.39	0.0			
2:11.59	21.5	80,2-82	90	
32:09.82	0.0			
2:09.70	20.0	80-82	86	
1:11:15.99	0.0			
1:54.44	20.0	80-82	89.7	
10:14.96	0.0	87.8		

**6. Salida de Producto**

TEM. FINAL PRODUC.	74.7	(°C)
TEMP. FINAL AGUA	87.8	(°C)

Fecha: 2009-02-16

**1. Agua Fresca**

TEMPERATURA INICIAL	56.5 (°C)
HORA INICIO	8:03

**2. Vapor para elevar la temperatura del agua a agua lista para cocción**

TIEMPO ( MIN)	ALTURA (cm)	T agua cocc.(°C)	T cond.(°C)	OBSERVACIONES
3:21	31.0	71.9	90.4	Calent. con tapa
3:54	26.5	82	90.4	
1:15	0.0			
1:47	20.2	80.5-82	89.3	
20:56	0.0	86.6-81		

**3. Agua lista para cocción**

TEMPERATURA FINAL	85	(°C)
-------------------	----	------

**4. Ingreso de Producto**

HORA INICIO	10:00	
NOMBRE	MORTADELA	
PESO UNITARIO	4.2	(KG)
PESO TOTAL	415	(KG)
TEMPERATURA INICIAL	11,8	(°C)

**5. Cocción del Producto**

TIEMPO ( MIN)	ALTURA (cm)	T agua cocc.(°C)	T cond.(°C)	OBSERVACIONES
0:01:01	0.0		89.9	
0:02:17	20.5	79.7-82	89.9	
0:09:19	0.0	88.2-81	0	
0:01:27	12.0	80.7-82	90.7	
0:12:53	0.0	87.2-81	0	
0:01:30	12.5	80.4-82	89	
0:18:39	0.0	87.7-81	0	
0:01:31	14.0	80.7-82	89.5	
0:27:27	0.0	88.5-81	0	
0:01:24	14.0	80.5-82	90.1	
0:37:24	0.0	88.2-81	0	
0:01:28	15.5	80.5-82	89.5	
0:48:38	0.0	81	0	salida del producto

**6. Salida de Producto**

TEM. FINAL PRODUC.	73(°C)
--------------------	--------

3.4.4.2.3 *Valores calculados*

Utilizando en factor de conversión de la tabla N°3.50, se transformaron las unidades lineales a unidades volumétricas. En las tablas N°3.52 y 3.55 se muestran los datos calculados de la medición de condensado durante la cocción de la mortadela Mr. Pollo de 2.5 kg/u y la mortadela de 4.2 kg/u, respectivamente

Tabla N°3. 52 Datos calculados para la mortadela Mr. Pollo de 2.5 Kg.

Agua	
Temp. inicio (°C)	Temp. Final (°C)
83.6	87.8
Producto: mortadela Mr. Pollo / 86 unidades	
Temp. inicio (°C)	Temp. Final (°C)
11.8	74.7
Peso unitario (kg)	Peso total (kg)
2.5	215
Peso canastilla (kg)	75

	Delta(min)	Hora	Condensado (gal)	***Vapor (kg)
Calentamiento de agua	0	8:13:00	0	0.00
	**0:10:36	8:23:36	0	0.00
	*0:01:12	8:24:48	7	6.54
	**0:14:49	8:39:37	0	0.00
	*0:01:19	8:40:56	6	5.69
	**0:22:41	9:03:36	0	0.00
	*0:01:19	9:04:56	0	0.00
	**1:23:17	10:28:13	8	7.97
	*0:01:26	10:29:39	0	0.00
	0:25:25	**marmita sin tapa	10	9.67
	1:45:58	**marmita con tapa	13	12.23
	2:11:23	**Total calentamiento	18	17.64
Cocción de producto	**0:01:39	10:31:18	0	0.00
	*0:01:32	10:32:50	8	7.97
	**0:07:11	10:40:01	0	0.00
	*0:01:02	10:41:03	3	3.13
	**0:14:05	10:55:08	0	0.00

	*0:02:12	10:57:20	13	12.23
	**0:32:10	11:29:30	0	0.00
	*0:02:10	11:31:40	12	11.38
	**1:11:16	12:42:56	0	0.00
	*0:01:54	12:44:50	12	11.38
	**0:10:15	12:55:05	0	0.00
	2:16:36	**Total cocción	48	46.09
	4:27:59	**TOTAL	79	75.97

\* Tiempo de suministro de vapor y evacuación de condensado

\*\* tiempo en el cual el vapor se condensa, se produce el cambio de fase.

\*\*\*Para la conversión de volumen a masa se ha empleado la densidad de 967.08 Kg/m<sup>3</sup> determinada a la presión atmosférica de Pifo de 10.85psia y la temperatura promedio de condensado medida de 87.06°C.

Como se explicó anteriormente, para determinar la cantidad de vapor consumido en función del tiempo se considerarán los tiempos en los cuales se produce el cambio de fase, tabla N°3.53.

Tabla N°3. 53 Consumo de vapor para la mortadela Mr. Pollo de 2.5 kg.

Total cocción	Tiempo (h)	Consumo vapor (kg)	Caudal (kg/h)
2:16:36	2.28	46.1	20.25
Calentamiento de agua	Tiempo (h)	Consumo vapor (kg)	Caudal (kg/h)
2:11:23	2.19	29.9	13.65

Con los datos de la cantidad de producto cocido y la cantidad de vapor consumido en la tabla N°3.54 se establece una relación de producto cocido y vapor consumido para la mortadela Mr. Pollo de 2.5 kg.

Tabla N°3. 54 Relación de producto cocido y vapor consumido.

Producto (kg)	Vapor(kg)
215	46.1
4.66	1

La figura N°3.55 indica de forma gráfica los resultados calculados de la tabla N°3.52 en el calentamiento del agua y cocción de mortadela Mr. Pollo de 2.5 kg.

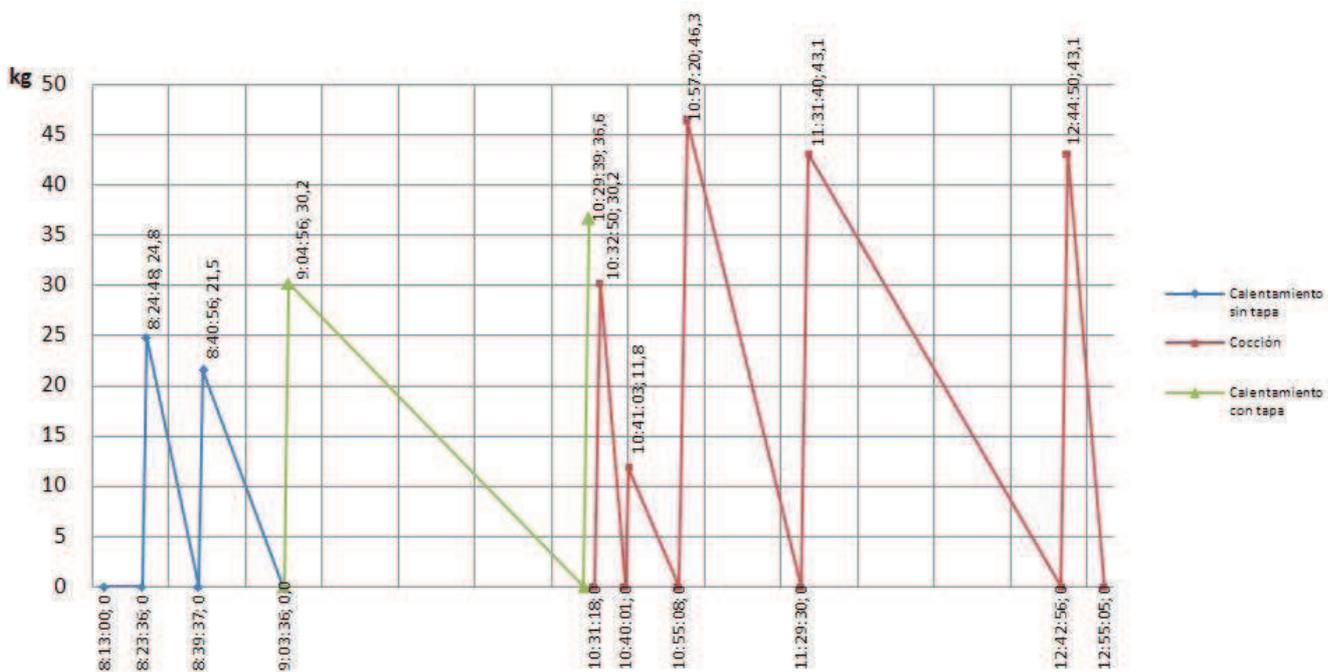


Figura N°3. 54 Utilización de vapor durante el calentamiento del agua y cocción de mortadela Mr. Pollo de 2.5 kg.

Se observa que durante el calentamiento del agua, cuando la marmita se encontraba destapada los periodos de consumo de vapor fueron más frecuentes, al compararse estos cuando fue tapada. Así: al estar destapada se produjeron dos ciclos de apertura en un intervalo de 14:49 min y al taparse este intervalo fue de 1:23:17. Hay que también que considerar que al estar destapa la marmita se produjo evaporación del agua medida en el módulo de  $0.2236 \text{ m}^3$  o 59.07 gal.

Durante la cocción del producto el intervalo de tiempo de apertura de la válvula de pistón se incrementa paulatinamente. Puesto que al inicio el producto requiere de mayor energía para su cocción y a medida que se va cocinando el requerimiento energético va decreciendo, como se dijo anteriormente.

Al inicio del proceso de cocción el producto requiere menos vapor en intervalos más cortos que el parte intermedia de cocción, en la que se necesita mayor vapor pero en intervalos más largos. Así: al inicio de la cocción en los dos primeros picos la cantidad de vapor necesario fue de 21 kg en un intervalo de 7 min. Mientras que la parte intermedia del proceso de cocción el consumo de vapor fue de 44.2 kg en un intervalo de 51 min. Tomando todos valores promedio.

Tabla N°3. 55 Datos calculados para la mortadela de 4.2 Kg.

Agua	
Temp. inicio (°C)	Temp. Final (°C)
56.5	81
Producto: mortadela / 80 unidades	
Temp. inicio (°C)	Temp. Final (°C)
11.8	73
Peso unitario (kg)	Peso total (kg)
4.2	340
Peso canastilla (kg)	75

	Delta(min)	Hora	Condensado (L)	***Vapor (kg)
Calentamiento de agua	0	8:03:00	0	0.00
	*0:03:21	8:06:21	18	17.64
	*0:03:54	8:10:15	16	15.08
	**1:15:18	9:25:33	0	0.00
	*0:01:47	9:27:20	12	11.49
	**0:20:56	9:48:16	0	0.00
	1:36:14	**Total calentamiento	46	44.22
Cocción de producto	**0:01:01	9:49:17	0	0.00
	*0:02:17	9:51:34	12	11.67
	**0:09:19	10:00:53	0	0.00
	*0:01:27	10:02:20	7	6.83
	**0:12:53	10:15:13	0	0.00
	*0:01:30	10:16:43	7	7.11
	**0:18:39	10:35:22	0	0.00
	*0:01:31	10:36:53	8	7.97
	**0:27:27	11:04:20	0	0.00
	*0:01:24	11:05:44	8	7.97
	**0:37:24	11:43:08	0	0.00
	*0:01:28	11:44:36	9	8.82
	**0:48:38	12:33:14	0	0.00
	2:35:21	**Total cocción	43	41.54
	4:11:35	**TOTAL	89	85.76

\* Tiempo de suministro de vapor y evacuación de condensado

\*\* tiempo en el cual el vapor se condensa, se produce el cambio de fase.

\*\*\*Para la conversión de volumen a masa se ha empleado la densidad de 967.08 Kg/m<sup>3</sup> determinada a la presión atmosférica de Pífo de 10.85psia y la temperatura promedio de condensado medida de 87.06°C.

Al igual que al anterior caso, el consumo de vapor por unidad de tiempo viene de:

Tabla N°3. 56 Consumo de vapor para la mortadela de 4.2 kg.

Total cocción	Tiempo (h)	Consumo vapor (kg)	Caudal (kg/h)
2:35:21	2.59	41.5	16.04
Calentamiento de agua	Tiempo (h)	Consumo vapor (kg)	Caudal (kg/h)
1:36:14	1.60	44.2	27.57

Tabla N°3. 57 Relación de producto cocido y vapor consumido para la mortadela de 4.2 kg.

Producto (kg)	Vapor(kg)
340	41.5
8.19	1

La figura N°3.55 indica de forma gráfica los resultados calculados de la tabla N°3.55 en el calentamiento del agua y cocción de mortadela de 4.2 kg.

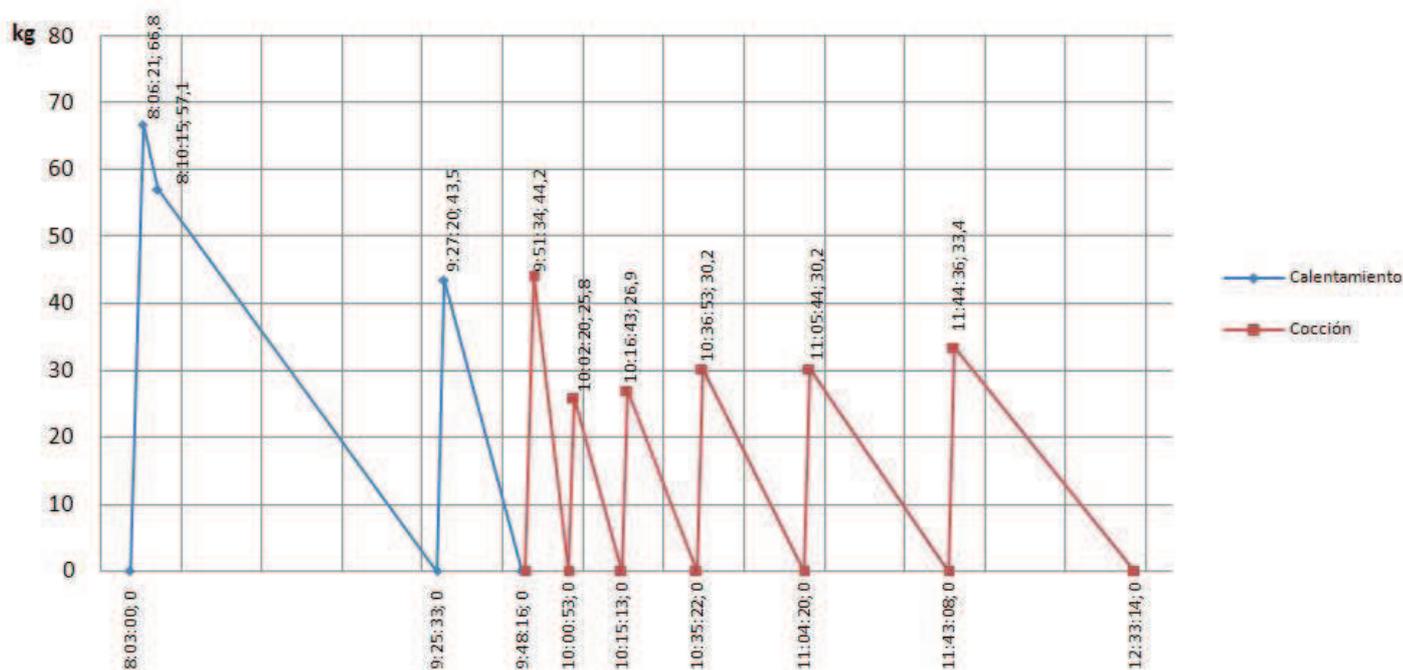


Figura N°3. 55 Utilización de vapor durante el calentamiento de agua y cocción de mortadela de 4.2 kg.

Al contrario que la cocción de la mortadela Mr. Pollo de 2.5 kg; el proceso de cocción actual presenta más uniformidad en el consumo de vapor en intervalos de tiempo progresivamente incrementales. Así: la cantidad de vapor fue de 28.3 kg en intervalos de 17 min. Valores promedio tomando solo en cuenta la parte intermedia y final de cocción.

Como se puede apreciar 1kg de vapor producen la cocción de 4.66 kg de mortadela Mr. Pollo de 2.5 kg; mientras que la misma unidad de vapor produce la cocción de 8.19 kg de mortadela de 4.2 kg. Este hecho parecería ser contradictorio, es decir, que un producto de mayor masa como la mortadela de 4.2kg/unidad requiera menos cantidad de vapor que uno de menor masa como la mortadela Mr. Pollo de 2.5 kg. Pero no existe contradicción alguna, puesto que el producto de mayor masa requiere un menor volumen de agua contenida en el módulo de la marmita para su cocción que el producto de menor masa y al existir menor volumen de agua para la transferencia de energía al producto, la cantidad de vapor necesaria también es menor.

En las siguientes tablas N°3.58 y 3.59, se muestra el tiempo total de medición, tiempo total de apertura y tiempo total de cierre de la trampa de vapor durante el calentamiento de agua y durante la cocción de la mortadela de 4.2kg/u. Esta trampa de vapor se encuentra ubicada en la tubería de la marmita HNMA 4000, módulo 2.

El objeto de mostrar estos tiempos es determinar el porcentaje de operación por hora de la trampa de vapor.

Tabla N°3. 58 Porcentaje de operación por hora de la trampa de vapor durante el calentamiento del agua.

		TOTAL (h)	
tiempo total de medición	1:45:16	1.7544	Porcentaje de operación
tiempo total de apertura	0:09:02	0.1506	
tiempo total de cierre	1:36:14	1.6039	

Tabla N°3. 59 Porcentaje de operación por hora de la trampa de vapor durante la cocción de producto.

		TOTAL (h)	
tiempo total de medición	2:43:57	2.7325	Porcentaje de operación
tiempo total de apertura	0:09:37	0.1603	
tiempo total de cierre	2:34:20	2.5722	

El porcentaje promedio de operación, es decir, el promedio entre el porcentaje de operación de la trampa de vapor en calentamiento y cocción es de 7.22%.

#### **3.4.4.3 Agua desperdiciada durante la inmersión de productos**

Durante el tiempo de permanencia en la zona de ahumado de la Planta, para realizar la medición anterior. Se observó que existe un desperdicio considerable de agua durante la inmersión de la canastilla con producto al módulo de las marmitas, así como, durante la etapa de enfriamiento de los mismos.

El desperdicio de agua durante la inmersión de productos a ser cocidos, se produce porque el modulo de las marmitas se encuentra completamente lleno de agua y al ingresar la canastilla con producto, el agua se desborda hasta que la canastilla ingresa completamente al módulo.

Una vez que el producto sale de las marmitas después de haber transcurrido el tiempo de cocción necesario; se requiere que éste sea enfriado. Este enfriamiento, generalmente se realiza mediante circulación de agua cuando la canastilla es sumergida en uno de los dos módulos de las marmita HNMA2000, ubicada en el ingreso de las zona de ahumado, produciendo que el agua al igual que en la inmersión se desborde de manera continua.

Aunque el agua que se utiliza para la elaboración de productos de la Planta, aunque no sea motivo de tratamiento del presente proyecto. Se ha puesto primordial atención a la cantidad de agua derramada durante la inmersión de productos debido al gran volumen de desperdicio que representa y al cuidado que todos debemos tener por garantizar el mejor aprovechamiento del agua como sustancia indispensable para la vida de los seres vivos.

Se empleó el Principio de Arquímedes para encontrar este volumen de agua desperdiciada. Este principio enuncia que: el volumen desplazado del líquido es igual al volumen del cuerpo, esto solo cuando el empuje ascendente ejercido por el fluido es igual a su peso<sup>9</sup>. Siendo por la tanto determinar el peso total del producto y de la canastilla, así como es necesario conocer la densidad del producto.

---

<sup>9</sup> Alvarenga, B. y Máximo, A., 1983, "Física General", Editorial Harla, México, pp. 254-257

### 3.4.4.3.1 Descripción de la medición realizada

Esta medición se realizó con la mortadela de 4.2kg en el módulo dos de la marmita HNMA4000.

Se utilizaron:

- Recipiente metálico de forma rectangular de volumen conocido
- Flexómetro
- Balanza
- Jarra con graduaciones volumétricas

Primero, se tomaron las dimensiones interiores del recipiente metálico. Segundo, para el aforo del recipiente metálico, con la jarra se colocaron cinco litros de agua y se midió la altura alcanzada con el flexómetro. Luego por la geometría del recipiente se estableció el factor de conversión de unidades lineales a unidades volumétricas, tabla N°3.60.

Tabla N°3. 60 Factor de conversión.

Unidad lineal (cm)	Unidad Volumétrica (L)
1	0.41

Para determinar la densidad de la mortadela; en una pared del recipiente metálico se colocó el flexómetro. Se vertió cierta cantidad de agua en el recipiente y se registró la altura correspondiente de nivel de agua con el flexómetro. Después se pesó una mortadela en la balanza y su peso fue de 4.2 kg.

La mortadela se sumergió en el recipiente hasta que flote (empuje ascendente es igual al peso) y se escribió la altura de agua desplazada por esta inmersión.

Una vez conocido el volumen desplazado por la mortadela y su peso se estableció su densidad.

### 3.4.4.3.2 Datos obtenidos

Datos:

Peso total = 415 [kg] (mortadela de 4.2kg + canastilla)

Peso canastilla = 75 [kg]

Material de la canastilla: acero inoxidable

### 3.4.4.3.3 Datos calculados

Determinación de la densidad de la mortadela de 4.2 kg:

Fundamentado en el Principio de Arquímedes

	Altura (cm)	*Volumen (L)	Volumen desplazado (L)
Inicial	8.5	20.49	4.09
Final	10.2	24.58	

\*Factor de conversión según geometría de recipiente empleado 1cm = 2.41 L.

$$\rho_{\text{mortadela 4.2 kg}} = \frac{m}{V} \rightarrow \rho = \frac{4.5 \text{ kg}}{4.09 \text{ L}} \times \frac{1000 \text{ L}}{1 \text{ m}^3} \rightarrow \rho = 1100.24 \left[ \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right]$$

## 3.5 INFORME DE LA AUDITORÍA ENERGÉTICA PRELIMINAR

En este informe se indican observaciones y resultados de las mediciones realizadas al sistema de vapor de la Planta de Elaborados y Embutidos de PRONACA.

Tanto las tuberías de vapor, como de condensado han sido identificadas con su nomenclatura correspondiente para evitar confusión en su ubicación y descripción.

### 3.5.1 OBSERVACIONES AL SISTEMA DE VAPOR

Durante inspecciones efectuadas al sistema de distribución de vapor de la Planta, se han encontrado lo siguiente:

#### 3.5.1.1 Medición de consumo de bunker

Existen tres problemas que causan que la medición de consumo efectuada en el tanque nodriza de bunker no sea confiable, así:

- a) Debido a la gran capacidad de este tanque (20938 galones), la medida de altura de nivel de combustible efectuada para luego ser transformada a volumen con el factor de conversión correspondiente (1cm medido = 100galones) es demasiado basta; y cualquier variación pequeña en la interpretación de la lectura realizada significaría variaciones importantes en el volumen de bunker existente y por lo tanto en la cantidad de bunker consumido.
- b) Las características de diseño del serpentín de vapor para calentar el bunker en este tanque, provocan evaporación del combustible que no es considerada.
- c) No se realiza la corrección de volumen de bunker por la variación de temperatura a condiciones estándar. Se ha medido que la temperatura promedio del bunker en el tanque nodriza es de 80.6°C. También, se ha comprobado la diferencia de volumen entre la temperatura del tanque diario de bunker (60°C) y las condiciones estándar es de 4.15 galones.

#### **3.5.1.2 Tuberías de conducción de bunker**

En el recorrido que realiza el bunker caliente desde el tanque nodriza hasta el tanque diario. Desde este último hasta la caldera y el retorno hasta el tanque diario. Las tuberías no se encuentran aisladas térmicamente.

Se han tomado las medidas correspondientes de estas tuberías, así como información de caudal de circulación y temperatura de fluido para determinar la energía perdida.

#### **3.5.1.3 Tanque diario de bunker**

La disposición de este tanque es horizontal; por lo tanto las pérdidas por combustible que se purga son elevadas. Se han tomado las dimensiones de este tanque para estudiar un cambio a un tanque vertical.

#### **3.5.1.4 Sistema de distribución de vapor y retorno de condensado**

- a) Se observa que la pierna colectora del distribuidor de vapor esta subdimensionada. Lo que podría causar arrastre de condensado por las

- tuberías de vapor e ingreso de éste a los equipos, perjudicando su operación normal.
- b) Existen tomas de vapor por la parte lateral y no por la parte superior de tuberías a manera de cuello de ganso para suministro de vapor de algunos equipos.
  - c) En un cambio de dirección de la tubería de vapor no existe pierna colectora correspondiente, así como no existe fin de línea en la tubería de vapor de la última marmita.
  - d) En una marmita el retorno de condensado se realiza por la parte lateral de la tubería de condensado y no por la parte superior.
  - e) De las mediciones de temperatura superficial y pérdidas de energía de las tuberías de vapor se ha encontrado que su temperatura es de 36.4 °C. encontrándose dentro del rango de valores recomendados para seguridad de los trabajadores de acuerdo con el Manual de Eficiencia Energética Térmica en la Industria de CADEM.
  - f) En lo que respecta a la termografía realizada a las tuberías de vapor; se han encontrado catorce puntos calientes.
  - g) Se ha realizado la revisión del funcionamiento de veinte y cuatro trampas de vapor de las treinta y dos que se encuentran el sistema de vapor. Los métodos de inspección han sido el método ultrasónico y el método acústico. Se ha encontrado que el 37.5% de las trampas de vapor inspeccionadas se encuentran abiertas.
  - h) Se han detectado fugas de vapor en accesorios de tuberías, empaques de bridas, válvulas, puerta de un horno. Para cuantificar el flujo de vapor se ha tomado las medidas correspondientes en la mayoría de los casos y en los que ha sido más difícil realizarlo se lo ha hecho por comparación. El flujo de vapor perdido por fugas de vapor a la atmósfera se ha evaluado en 1265.39kgv/h. Cabe recalcar que la mayoría de fugas han sido ya reparadas.

### **3.5.2 EN EQUIPOS DE CONSUMO**

#### **3.5.2.1 Serpentín de calentamiento de bunker**

Este serpentín por su diseño presenta un tramo de 3.86 m descubierto al ambiente lo que provoca pérdidas por convección y radiación.

Todas las características geométricas de la tubería de este serpentín han sido realizadas. También, se ha medido que la temperatura de la superficie de este serpentín es de 60°C y la temperatura ambiente en el tanque nodriza de bunker es de 30°C, información para determinar las pérdidas térmicas.

#### **3.5.2.2 Marmita**

Realizando una desviación en la tubería de condensado hacia un recipiente graduado se determinó la cantidad de vapor consumido, establecido esto por la conservación de masa entre el vapor y condensado. Esta medición se realizó con el objetivo de determinar la cantidad de vapor necesaria para la cocción de dos productos, la mortadela Mr. Pollo de 2.5kg/unidad y la mortadela de 4.2 kg/unidad.

Se ha encontrado que 1kgv de vapor cuece 4.66 kg de mortadela Mr. Pollo de 4.5kg/unidad y la misma unidad de masa de vapor cuece 8.19 kg de mortadela de 4.2kg/unidad.

Aunque, el agua de cocción de productos no sea tema de tratamiento directo del presente proyecto, se ha determinado que la cantidad de agua desperdiciada durante la inmersión de mortadela de 4.2 kg /unidad es de 319.3 L.

## **CAPITULO 4.**

### **AUDITORÍA ENERGÉTICA DETALLADA**

El capítulo establece los cálculos para determinar pérdidas de energía. Estos se fundamentan en las mediciones realizadas en el capítulo anterior. Se realiza una reunión de toda la información medida y calculada y se establecen los rendimientos de las instalaciones.

Se realiza una contabilidad energética en el que se muestran costos de generación de vapor y costo anual por pérdidas de energía, entre otros.

Finalmente, se citan de las propuestas de mejoras que serán evaluadas técnica y económicamente en el siguiente capítulo.

## 4.1 CÁLCULOS REALIZADOS

Con la información recopilada en el capítulo anterior se realizaron los cálculos respectivos para encontrar los valores de pérdidas correspondientes.

### 4.1.1 TUBERÍAS DE CONDUCCIÓN DE COMBUSTIBLE

Con la información que se indica en la figura N°3.27, se presenta en la tabla N°4.1 información recopilada de las tres tuberías que conducen bunker.

Tabla N°4. 1 Información recopilada de las tres tuberías que conducen bunker.

Tubería N°	Características geométricas			Condiciones de operación
	De(mm)	Di(mm)	L(m)	
1	26	34	10	Ti=80.6°C
2	35	42	14	Ti=106°C
3	35	42	14	Ti=60°C

Por las características de flujo que presenta el bunker para circular en ductos se ha estudiado que la mejor teoría para la determinación de la energía pérdida es la teoría de la longitud térmica de entrada.<sup>10</sup>

Se indica a manera de ejemplo de cálculo para determinar el flujo de energía perdido en la tubería 3.

*Ejemplo de Cálculo para la Tubería 3.-*

Datos:

Dint. = 35 [mm]

Dext.= 42 [mm]

L= 14 [m]

Caudal = 2.13 [G.P.M.]

Ti = 60 [°C]

Tamb.= 23 [°C]

<sup>10</sup> Cengel, Y., 2005, "Heat Transfer", Mc Graw Hill, Estados Unidos, pp.423-440

$$K_{\text{acero}} = 45.3 \text{ [W/m}^\circ\text{C]}$$

Se consideran las propiedades promedio del bunker de la tabla N°3.21, para determinar el gravedad específica del bunker y otras propiedades térmicas del bunker.

$$\gamma_0 = \frac{141.5}{API+131.5} ; API @ 60^\circ\text{F} \quad [\text{ec. 4.1}]$$

$$\gamma_0 = \frac{141.5}{10.1625 + 131.5} \rightarrow \gamma_0 = 0.9988$$

Se asume en un primer intento para luego ser comprobado que la caída de la temperatura del bunker a la largo de su recorrido por la tubería no es considerable, por lo tanto, se toma que la temperatura de salida es igual a la temperatura de ingreso.

Propiedades del bunker a 60°C (149°F):

$$C_p = \frac{0.388 + 0.00047 T}{\sqrt{\gamma_0}} \quad [\text{ec. 4.2}]$$

Donde:

$C_p$  calor específico de hidrocarburos líquidos y petróleo (BTU/lbm°F)

$\gamma$  gravedad específica

T temperatura (°F)

$$C_p = \frac{0.388 + 0.00045 \times 106.21^\circ\text{F}}{\sqrt{0.9988}} \rightarrow C_p = 0.45126 \left[ \frac{\text{BTU}}{\text{lbm}^\circ\text{F}} \right]$$

$$\equiv 1889.33 \left[ \frac{\text{J}}{\text{kg}^\circ\text{C}} \right]$$

$$K = \frac{0.0677[1.0 - 0.0003(T-32)]}{\sqrt{\gamma_0}} \quad [\text{ec. 4.3}]$$

Donde:

$K$  conductividad térmica para fracciones de petróleo y mezclas de hidrocarburos en general [BTU/h ft °F]

$\gamma$  gravedad específica

$T$  temperatura [°F]

$$K = \frac{0.0677[1.0 - 0.0003(140 - 32)]}{\sqrt{0.9988}} \rightarrow K = 0.06554 \left[ \frac{BTU}{hft \text{ } ^\circ F} \right] \approx 0.11344 \left[ \frac{W}{m \text{ } ^\circ C} \right]$$

$$\gamma = \frac{\mu}{\rho} \rightarrow \mu = \gamma\rho$$

$$\mu = 293 \frac{mm^2}{s} \times 960 \frac{kg}{m^3} \times \frac{1 m^2}{(1000)^2 mm^2} \rightarrow \mu = 0.28392 \left[ \frac{kg}{ms} \right]$$

$$Pr = \frac{\mu C_p}{K} \quad [ec. 4.4]$$

$$Pr = \frac{0.28392 \frac{kg}{ms} \times 1889.33 \frac{J}{kg \text{ } ^\circ C}}{0.1134 \frac{J}{ms \text{ } ^\circ C}} \rightarrow Pr = 4730.32$$

Propiedades del bunker a la temperatura de ingreso ( $T_i \sim 60^\circ C$ ):

$$\rho = 969 \quad [kg/m^3]$$

$$K = 0.1134 \quad [W/m^\circ C]$$

$$\gamma = 2.93 \times 10^{-4} \quad [m^2/s]$$

$$C_p = 1889.33 \quad [J/Kg^\circ C]$$

$$Pr = 4730.32$$

Determinación del número de Reynolds:

$$Re = \frac{\rho V D}{\mu} \equiv \frac{4}{\pi} \times \frac{Q}{\gamma D} \quad [\text{ec. 4.5}]$$

$$Re = \frac{4}{\pi} \times \frac{2.13 \frac{\text{gal}}{\text{min}} \times \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}} \frac{1 \text{ gal}}{3.785 \text{ L}} \times \frac{1000 \text{ L}}{1 \text{ m}^3}}{2.93 \times 10^{-4} \frac{\text{m}^2}{\text{s}} \times 0.035 \text{ m}} \rightarrow Re = 12.62 \text{ (R.Laminar)}$$

Verificación de entrada térmica

$$L_e = 0.05 Re Pr D \quad [\text{ec. 4.6}]$$

$$L_e = 0.05 \times 12.62 \times 6262.73 \times 0.035 \text{ m} \rightarrow L_e = 138.31 \text{ [m]}$$

La longitud térmica de entrada<sup>11</sup> ( $L_e$ ) es mayor que la longitud de la tubería (14 m) por lo tanto el flujo se encuentra en desarrollo térmico y es posible aplicar la siguiente ecuación para determinar el número de Nusselt, así:

$$Nu = 3.66 + \frac{0.065 \left(\frac{D}{L}\right) Re Pr}{1 + 0.04 \left[\left(\frac{D}{L}\right) Re Pr\right]^{2/3}} \quad [\text{ec. 4.7}]$$

$$Nu = 3.66 + \frac{0.065 \left(\frac{0.035}{14}\right) \times 11.7484 \times 4730.32}{1 + 0.04 \left[0.065 \left(\frac{0.035}{14}\right) \times 11.7484 \times 4730.32\right]^{2/3}} \rightarrow Nu = 8.01636$$

$$\frac{h D}{K} = 8.01636; h = \frac{8.01636 \times K}{D}, h = \frac{8.01636 \times 0.1134 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{C}}}{0.035 \text{ m}} \rightarrow$$

$$h = 25.973 \left[ \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{C}} \right]$$

$$T_e = T_s - (T_s - T_i) \exp\left(-\frac{h A_s}{m C_p}\right) \quad [\text{ec. 4.8}]$$

Donde:

<sup>11</sup> Cengel, Y. y Pérez, J., 2003, "Heat Transfer", 2da. Edición, Mc Graw Hill, Estados Unidos, pp. 423-440

$T_e$  temperatura de salida del fluido [°C]

$T_i$  temperatura de ingreso del fluido [°C]

$T_s$  temperatura constante de la superficie [°C]

$h$  coeficiente de convección del fluido [W/m<sup>2</sup>°C]

$A_s$  área superficial de la tubería perpendicular al flujo calor [m<sup>2</sup>]

$\dot{m}$  flujo másico del fluido [kg/s]

$C_p$  calor específico del fluido [J/kg°°C]

$T_s = T_\infty = 23$  [°C]

$$T_e = 23 - (23 - 60) \exp\left(-\frac{25.973 \times 0.588\pi}{0.09169 \times 1889.33}\right) \rightarrow T_e = 52.6689[\text{°C}]$$

### 1. Proceso Iterativo

Propiedades del bunker a la temperatura promedio:

$T_i = 60^\circ\text{C}$

$T_e = 52.6^\circ\text{C}$

$$\bar{T} = \frac{T_i + T_e}{2}; \bar{T} = 56.34 \text{ [°C]}$$

$$\rho = 971.4 \text{ [kg/m}^3\text{]}$$

$$K = 0.1136 \text{ [W/m}^\circ\text{C]}$$

$$\gamma = 3.674 \times 10^{-4} \text{ [m}^2\text{/s]}$$

$$C_p = 1876.89 \text{ [J/Kg}^\circ\text{C]}$$

$$Pr = 5892.85$$

Realizando los cálculos de igual manera que el paso anterior se tiene que:

$$Re = 13.29$$

$$Nu = 9.08$$

$$h = 29.45 [W/m^2\text{°C}]$$

$$T_e = 52.6309 [^{\circ}\text{C}]$$

Entonces al no existir una variación superior al 0.10% en la temperatura de salida ( $T_e$ ), se considerará que el valor de esta es de 52.6°C.

A continuación se procederá a determinar el flujo de calor empleando la siguiente expresión matemática:

$$\dot{Q} = h A \Delta T_{in} \quad [\text{ec. 4.9}]$$

Donde  $\Delta T_{in} = \frac{\Delta T_{m\acute{a}x} - \Delta T_{m\acute{i}n}}{\ln \frac{\Delta T_{m\acute{a}x}}{\Delta T_{m\acute{i}n}}}$  es la diferencia media logarítmica.

$$\Delta T_{m\acute{a}x} = T_i - T_{oc} ; \Delta T_{m\acute{a}x} = 60^{\circ}\text{C} - 23^{\circ}\text{C} \rightarrow \Delta T_{m\acute{a}x} = 37 \quad [^{\circ}\text{C}]$$

$$\Delta T_{m\acute{i}n} = T_e - T_{oc} ; \Delta T_{m\acute{i}n} = 52.6^{\circ}\text{C} - 23^{\circ}\text{C} \rightarrow \Delta T_{m\acute{i}n} = 29.6 \quad [^{\circ}\text{C}]$$

$$\Delta T_m = 33.18 \quad [^{\circ}\text{C}]$$

$$\begin{aligned} \dot{Q} &= 29.45 \frac{W}{m^2 \text{ } ^{\circ}\text{C}} \times (0.042 \times 10 \times \pi) m^2 \times 33.18 \text{ } ^{\circ}\text{C} \rightarrow \dot{Q} \\ &= 1805.27 [W] \text{ o } 6498.96 \left[ \frac{kJ}{h} \right] \end{aligned}$$

Los resultados obtenidos se indican en las en la tablas N°4.2, 4.3, 4.4 para las tuberías 1, 2 y 3, respectivamente.

Tabla N°4. 2 Resultados para la tubería 1.

Longitud		D1		A1		D2		A2		Caudal	
m	mm	m	mm	m <sup>2</sup>	(J/kg°C)	(kg/m <sup>3</sup> )	mm <sup>2</sup> /s	m <sup>2</sup> /s	G.P.M.	m <sup>3</sup> /s	
10	26	0.026	34	0.8168	1959.2318	955.1000	98.6500	0.0001	1.0681	5	0.00031541

**1ra. Iteración**

Ti(°C)		K		Cp		Densidad		Visco. Cinemática		Visco. Abs.		Re		Nusselt		Te(°C)	
80.6	80.6	(BTU/hft°F)	(W/m²C)	(BTU/lbm°F)	(J/kg°C)	(kg/m <sup>3</sup> )	mm <sup>2</sup> /s	m <sup>2</sup> /s	kg/ms	Pr	156.5757	14.3807	62.0227	74.4844			
80.6	80.60	0.0648	0.1121	0.4680	1959.2318	955.1000	98.6500	0.0001	0.0942	1646.2250	156.5757	14.3807	62.0227	74.4844			

**2da. Iteración**

Ti(°C)		K		Cp		Densidad		Visco. Cinemática		Visco. Abs.		Re		Nusselt		Te(°C)	
80.6	74.48	(BTU/hft°F)	(W/m²C)	(BTU/lbm°F)	(J/kg°C)	(kg/m <sup>3</sup> )	mm <sup>2</sup> /s	m <sup>2</sup> /s	kg/ms	Pr	135.6119	14.3550	59.7525	74.4666			
80.6	74.48	0.0625	0.1082	0.4485	1877.6522	957.2000	113.9000	0.0001	0.1090	1891.5355	135.6119	14.3550	59.7525	74.4666			

**Resultados obtenidos de la 2da. Iteración y diferencia media logarítmica**

h	59.752	(W/m <sup>2</sup> C)
A2	1.068	(m <sup>2</sup> )
Ti(°C)	T <sub>amb.</sub> (°C)	Delt. T máx. (°C)
80.6	23	57.6
Te(°C)	T <sub>amb.</sub> (°C)	Delt. T mín. (°C)
74.467	23	51.467
Tb promedio	77.533	(°C)

Dif. Media Log.	54.47587472	(°C)
$Q_{\text{perdido}}(W)$	3476.873749	
$Q_{\text{perdido}}(KJ/h)$	12516.75	

Tabla N°4. 3 Resultados para la tubería 2.

Longitud	D1		A1	D2		A2	Caudal	
	mm	m	m <sup>2</sup>	mm	m	m <sup>2</sup>	G.P.M.	m <sup>3</sup> /s
14	35.05	0.03505	1.54157952	42	0.042	1.84725648	2.13	0.000134368

**1ra. Iteración**

Ti(°C)	Te(°C)	K		Cp	Densidad (kg/m <sup>3</sup> )	Visco. Cinemática		Visco. Abs. kg/ms	Pr	Re	Nusselt	h(W/m <sup>2</sup> C)	Te(°C)
		(BTU/hft°F)	(W/m°C)			mm <sup>2</sup> /s	m <sup>2</sup> /s						
106	106	0.0639	0.1105	0.4885	938.4000	35.8600	0.00001	0.0337	622.7464	136.1150	9.3526	29.4928	90.195

**2da. Iteración**

Ti(°C)	Te(°C)	K		Cp	Densidad (kg/m <sup>3</sup> )	Visco. Cinemática		Visco. Abs. kg/ms	Pr	Re	Nusselt	h(W/m <sup>2</sup> C)	Te(°C)
		(BTU/hft°F)	(W/m°C)			mm <sup>2</sup> /s	m <sup>2</sup> /s						
106	90.20	0.0618	0.1070	0.4645	944.7000	50.8200	0.0001	0.0480	872.8689	96.0465	9.3146	28.4276	90.096

**Resultados obtenidos de la 2da. Iteración y diferencia media logarítmica**

h	28.428	(W/m <sup>2</sup> °C)
A2	1.847	(m <sup>2</sup> )
T <sub>i</sub> (°C)	T <sub>amb.</sub> (°C)	Delt. T máx. (°C)
106	23	83
T <sub>e</sub> (°C)	T <sub>amb.</sub> (°C)	Delt. T mín. (°C)
90.096	23	67.096
T <sub>b</sub> promedio	98.048	(°C)
Dif. Media Log.	74.76643025	(°C)
Q <sub>perdido</sub> (W)	3926.217595	
Q <sub>perdido</sub> KJ/h)	14134.38	

Tabla N°4. 4 Resultados para la tubería 3.

Longitud	D1		A1	D2		A2	Caudal	
	mm	m		mm	m		G.P.M.	m <sup>3</sup> /s
14	35.05	0.03505	1.54157952	42	0.042	1.84725648	2.13	0.000134368

**1ra. Iteración**

T <sub>i</sub> (°C)	T <sub>e</sub> (°C)	T <sub>b</sub> pro.(°C)	K		Cp		Densidad (kg/m <sup>3</sup> )	Visco. Cinemática		Visco. Abs. kg/ms	Pr	Re	Nusselt	h(W/m <sup>2</sup> C)	T <sub>e</sub> (°C)
			(BTU/hft <sup>2</sup> °F)	(W/m <sup>2</sup> °C)	(BTU/lbm°F)	(J/kg°C)		mm <sup>2</sup> /s	m <sup>2</sup> /s						
60	60	60.0000	0.0655	0.1134	0.4513	1889.3307	971.9000	386.9000	0.0004	0.3760	6262.7340	12.6159	9.1128	29.4936	52.6691

**2da. Iteración**

Ti(°C)	Te(°C)	Tb pro.(°C)	K		Cp		Densidad (kg/m3)	Visco. Cinemática		Visco. Abs. kg/ms	Pr	Re	Nusselt	h(W/m2C)	Te(°C)
			(BTU/hft°F)	(W/m°C)	(BTU/lbm°F)	(J/kg°C)		mm2/s	m2/s						
60	52.67	56.3350	0.0657	0.1137	0.4483	1876.8945	971.4000	367.4000	0.0004	0.3569	5892.8499	13.2855	9.0821	29.4543	52.631

**Resultados obtenidos de la 2da. Iteración y diferencia media logarítmica**

h	29.454	(W/m2°C)
A2	1.847	(m2)

	Ti(°C)	Ts(°C)	Delt. T máx.	
	60	23	37	(°C)
	Te(°C)	Ts(°C)	Delt. T mín.	
	52.631	23	29.631	(°C)
Tb promedio	56.315	(°C)		
Dif. Media Log.	33.17921756	(°C)		
Q <sub>perdido</sub> (W)	1805.267947			
Q <sub>perdido</sub> KJ/h	6498.96			

## 4.1.2 SISTEMA DE DISTRIBUCIÓN DE VAPOR

### 4.1.2.1 Pérdidas de energía en tuberías de conducción de vapor

Se determinó el área superficial perpendicular al flujo de calor para después realizar el producto entre este valor y el flujo de calor neto determinado con el medidor de flujo térmico. Los resultados se indican en la tabla N°4.5.

Tabla N°4. 5 Pérdidas de energía en tuberías de vapor.

Cod.	Q(W/m <sup>2</sup> )	Área super. (m <sup>2</sup> )	Q (W)	Q (kW)	Q (kJ/h)
4-ST-001	235.00	6.80	1598.36	1.5984	5754.11
1-ST-002	160.00	4.58	732.39	0.7324	2636.60
1/2-ST-003	155.00	1.29	199.96	0.2000	719.87
4-ST-004		20.30	0.00	0.0000	0.00
2-ST-005	60.25	19.01	1145.07	1.1451	4122.27
¾-ST-005-1	98.00	0.90	88.21	0.0882	317.54
1-ST-005-2		8.36	0.00	0.0000	0.00
2-ST-006	60.25	12.00	723.20	0.7232	2603.54
¾ -ST-006-1	90.00	5.10	459.03	0.4590	1652.52
¾ -ST-006-2	68.00	0.90	61.20	0.0612	220.34
4-ST-007	123.00	7.00	860.93	0.8609	3099.36
1-ST-008	119.00	7.50	892.57	0.8926	3213.24
1-ST-008-2		0.90	0.00	0.0000	0.00
1-ST-008-3	64.00	0.90	57.60	0.0576	207.38
1-ST-008-4	191.00	0.90	171.91	0.1719	618.89
1-ST-008-5	191.00	0.90	171.91	0.1719	618.89
1-ST-008-6	105.00	0.60	63.00	0.0630	226.82
3/4-ST-009	235.00	0.70	163.79	0.1638	589.63
¾-ST-009-1	235.00	3.15	740.19	0.7402	2664.70
4-ST-010	137.25	9.52	1306.92	1.3069	4704.90
2-ST-010-1	79.00	1.75	138.29	0.1383	497.84
2-ST-010-2	115.00	1.75	201.31	0.2013	724.71
2-ST-010-3	165.00	2.85	470.38	0.4704	1693.38
1-ST-010-N1	270.00	0.97	261.75	0.2617	942.29
TOTAL			10508.00	10.5080	37828.79

### 4.1.2.2 Pérdidas de energía en tuberías de conducción de condensado

De manera similar que el caso anterior, se determinaron los valores de energía perdida en estas tuberías, tabla N°4.6.

Tabla N°4. 6 Pérdidas de energía en tuberías de condensado.

Cod.	Q(W/m <sup>2</sup> )	Área super. (m <sup>2</sup> )	Q (W)	Q (kW)	Q (kJ/h)
1-CON-001	140.00	4.58	640.84	0.6408	2307.02
2-CON-002	86.00	12.24	1052.39	1.0524	3788.62
¾-CON-003	62.00	3.87	240.06	0.2401	864.23
¾-CON-003-(2-3)		0.46	0.00	0.0000	0.00
¾-CON-003-(4-5)	154.00	0.46	71.55	0.0716	257.60
1-CON-003-6	105.00	0.40	42.03	0.0420	151.29
¾-CON-004	85.50	0.70	59.59	0.0596	214.53
¾-CON-004-1	85.50	3.15	269.30	0.2693	969.50
1-CON-004-1	122.00	1.44	175.69	0.1757	632.49
1-CON-004-2	122.00	1.07	130.11	0.1301	468.41
1-CON-004-3	24.00	2.65	63.63	0.0636	229.08
TOTAL			2745.21	2.7452	9882.76

#### 4.1.2.3 Flujo de vapor en trampas de vapor abiertas

El flujo de vapor que se presenta cuando las trampas de vapor se encuentran abiertas se estima empleando la siguiente ecuación:

$$\text{Flujo de vapor en } \frac{\text{lbs}}{\text{hr}} = 24.24 \times Pa \times D^2 \quad [\text{ec. 4.10}]$$

Donde:

Pa presión absoluta en psi

D diámetro del orificio de la trampa en pulg.

Es importante mencionar que este cálculo es solo aproximado, puesto que mucho depende del tipo de trampa de vapor para su modo falla. Así, las trampas de vapor de balde invertido son las únicas que al fallar permanecen totalmente abiertas y la ecuación anterior es completamente aplicable. Al contrario de las trampas de vapor termodinámicas y de flotador-termostato, en las cuales su modo de falla es parcialmente abierta.

Se justifica la utilización de la ecuación anterior para tener un criterio de la pérdida de vapor que existe cuando una trampa de vapor se encuentra fallando.

Suposiciones para el empleo de la ecuación:

- Las trampas de vapor se encuentran descargando condensado a presión atmosférica.
- Se considera que todas las trampas con mal funcionamiento se encuentran el modo de falla totalmente abiertas.

Debido a que el mayor número de trampas de vapor que se encuentran en mal funcionamiento son del tipo termodinámicas. Se realizó la medición de la cantidad de vapor perdido en la trampa de vapor termodinámica de ½” con código de identificación T32, por su facilidad de acceso. El procedimiento de medición realizado se describió en el numeral 3.4.3.5. El valor de flujo de vapor medido es tomado en comparación para las otras trampas termodinámicas que presentan un modo similar de falla. La tabla N°4.7 indica el cálculo estimado de pérdidas de vapor por trampas en mal funcionamiento.

Tabla N°4. 7 Flujo de vapor estimado perdido por trampas abiertas.

Cod.	EQUIPO	TIPO	Conexión (pulg)	ESTADO	(kg/h)
T1	SNCB1000	flotador-termostato	3/4	ABIERTA	*67.25
T3	pata de goteo	termodinámica, ST	1/2	ABIERTA	**3.60
T8	HNMA5000	termodinámica, ST	1/2	ABIERTA	**3.60
T11	HNMA4000	termodinámica, ST	1/2	ABIERTA	**3.60
T16	HNMA3000	termodinámica, ST	3/4	ABIERTA	*67.25
T18	HNMA2000	flotador-termostato	3/4	ABIERTA	*67.25
T23	HNMA3000	termodinámica, ST	1/2	ABIERTA	**3.60
T32	ENDG2000	termodinámica, ST	1/2	ABIERTA	**3.60
				TOTAL	219.74

\*flujo de vapor determinado con la fórmula matemática.

\*\*flujo de vapor determinado en comparación con el medido en la trampa T32.

#### 4.1.2.4 Revaporizado no recuperado

Con el objeto de determinar el porcentaje en peso de revaporizado, se emplea la siguiente ecuación:

$$\% \text{ vapor flash} = \frac{S_H - S_L}{H} \times 100 \quad [\text{ec. 4.11}]$$

Donde:

$S_H$  calor sensible en el condensado a presión alta antes de la descarga

$S_L$  calor sensible en el condensado a presión baja a la cual se produce la descarga

$H$  calor latente en del vapor a la presión baja a la cual el condensado es descargado

Por lo tanto, para determinar el porcentaje de revaporizado es necesario identificar el modelo de trampa de vapor, para mediante el catálogo del fabricante de la trampa de vapor encontrar el caudal nominal de descarga de condensado, la presión de ingreso y la presión de descarga.

La presión de descarga aumenta su valor debido a la elevación del condensado. Por cada metro de elevación se incrementa el valor en 0.1 bar o 1.45 psi. Por lo tanto se considerará este criterio empírico para en función de la longitud medida de la tubería de descarga de condensado hasta la línea principal, determinar la presión de descarga de las trampas de vapor.

Para determinar el caudal de revaporizado no recuperado, se consideraron dos criterios para establecer el porcentaje de operación (porcentaje en el cual la trampa de vapor descarga condensado) de las trampas de vapor que no fue posible determinar su diagrama por dificultades de acceso.

El primer criterio, es el de operación de la trampa de vapor según el lugar de su instalación y por comportamiento similar, así por ejemplo cuando una trampa se instala en una pierna colectora se encuentra un valor de 96,67% (valor encontrado del diagrama de la trampa T4 del **ANEXO B-III**). Un porcentaje de 8.58% y 69,87% para las trampas de descarga de condensado de marmitas y hornos, respectivamente. El segundo criterio considerado, es del tipo de trampa de vapor.

En el **ANEXO C-I** se encuentran las tablas de catálogos de trampas de vapor para determinar la cantidad nominal de condensado evacuado y en el **ANEXO C-**

II se encuentran las tablas de cálculos realizados para encontrar la cantidad de revaporizado real no recuperado.

La tabla N°4.8, indica un resumen de los valores de revaporizado producido por cada trampa de vapor que no es recuperado.

Tabla N°4. 8 Revaporizado producido en cada trampa de vapor.

Cod.	EQUIPO	TIPO/MODELO	MODELO	Conexión (pulg)	Condensado nominal (kg/h)	Porcentaje de operación	Condensado real (kg/h)	Vapor Flash nominal (kg/h)	Vapor Flash real (kg/h)
T1	SNCB1000	flotador-termostato	Spirax Sarco FT75	3/4	397.73	8.58	34.13	57.34	4.92
T2	SNDV1000	termodinámica, ST	Spirax Sarco TD42L	1/2	136.36	96.67	131.82	19.66	19.00
T3	pata de goteo	termodinámica, ST	Spirax Sarco TDS-52	1/2	350.00	96.67	338.35	50.46	48.78
T4	Calentador de bunker	termodinámica	Spirax Sarco TD52	1/2	368.18	96.67	355.92	53.08	51.31
T5	ENDG1000	Termodinámica	Spirax Sarco TD52	1/2	368.18	14.72	54.20	53.08	7.81
T6	CNDG1000	termodinámica	cambiada: Sarco TD52L	1/2	168.18	14.72	24.76	24.25	3.57
T7	DNDG1000	termodinámica, ST		3/4		96.67			
T8	HNMA5000	termodinámica, ST	Spirax Sarco TDS-52	1/2	350.00				
T9	HNMA5000	retirada							
T10	HNMA5000	retirada							
T11	HNMA4000	termodinámica, ST	Spirax Sarco TDS-52	1/2	350.00	96.67	338.35	43.19	41.76
*T12	HNMA4000	termodinámica, ST	Spirax Sarco TDS-52		350.00	8.58	30.03	43.19	3.71
T13	HNMA4000	termoestática		3/4	272.73	8.58	23.40	33.66	2.89
T14	HNMA3000	balde invertido	Armstrong Model 880	1/2	1818.18	8.58	156.00	224.39	19.25
T15	HNMA3000	balde invertido	Armstrong Model 880	1/2	1818.18	8.58	156.00	224.39	19.25
T16	HNMA3000	termodinámica, ST	Spirax Sarco TDS-52	3/4	500.00	96.67	483.35	61.71	59.65
T17	HNMA2000	flotador-termostato	Spirax Sarco FT75	3/4	659.09	8.58	56.55	75.86	6.51
T18	HNMA2000	flotador-termostato	Spirax Sarco FT75	3/4	659.09	8.58	56.55	75.86	6.51
**T19	HNMA6000	bimetálica, ST	cambiada: Sarco TD42L	1	136.36	8.58	11.70	18.13	1.56

**T20	HNMA6000	bimetálica	cambiada: Trade Mark WP03	1	136.36	8.58	11.70	18.13	1.56
T21	HNMA1000	termodinámica, ST	Spirax Sarco TD42L	3/4	136.36	14.72	20.07	19.66	2.89
T22	HNMA1000	termodinámica	Spirax Sarco TD52L	3/4	368.18	96.67	355.92	47.71	46.13
T23	HNMA3000	termodinámica, ST	Spirax Sarco TDS-52	1/2	350.00	96.67	338.35	41.22	39.84
T24	HNMA3000	flotador-termostato	Spirax Sarco F14HC	1	1136.36	69.87	793.98	33.73	23.57
T25	HNMA2000	flotador	Spirax Sarco IFT14	1/2	1590.91	69.87	1111.57	69.63	48.65
T26	HNMA2000	termodinámica, ST	Spirax Sarco TD42L	1/2	136.36	31.33	42.72	17.24	5.40
T27	HNMA1000	termodinámica, ST	Spirax Sarco TDS-52	1/2	350.00	96.67	338.35	43.19	41.76
T28	HNMA1000	termodinámica, ST	Spirax Sarco TDS-52	1/2	350.00	96.67	338.35	45.36	43.85
T29	HNMA1000	flotador-termostato	Spirax Sarco FT14HC	1	1590.91	69.87	1111.57	64.78	45.26
T30	NTAG1000	termodinámica	Spirax Sarco TD52	1	795.45	96.67	768.97	114.68	110.86
T31	NTAG1000	termodinámica, ST	Spirax Sarco TD52L	3/4	368.18	96.67	355.92	53.08	51.31
T32	ENDG2000	termodinámica, ST	Armstrong CD33SL	1/2	150.00	14.72	22.08	21.63	3.18
							TOTAL	1691.47	760.74

### 4.1.3 EN EQUIPOS DE CONSUMO

#### 4.1.3.1 Serpentín de calentamiento de bunker

Las mediciones realizadas en este serpentín se resumen en la siguiente tabla.

Tabla N°4. 9 Valores medidos de características geométricas y condiciones de operación del serpentín de calentamiento de bunker.

Características geométricas				Condiciones de operación	
De(mm)	Di(mm)	L total(m)	L descubierta(m)	Temperatura ambiente	Temperatura superficial
26	20	20.8	3.86	30°C	60°C

Antes de determinar las pérdidas térmicas, es necesario primero encontrar el flujo másico de circulación de vapor en el serpentín. Para calcular este consumo se ha tomado una velocidad de vapor de 6000 ft/min<sup>12</sup> o 30.48 m/s, velocidad máxima recomendada para sistemas de calentamiento de vapor.

Con la ecuación de flujo másico ( $\dot{m} = \rho VA$ ), para la cual se consideró el volumen específico del vapor saturado a 110.85psia. Además, con los datos de la tubería se ha determinado que el consumo de vapor es de 137.39 kg/h.

Ahora se procede a detallar el procedimiento para calcular las pérdidas térmicas.

La figura N°4.1 indica las resistencias térmicas que consideradas para calcular las pérdidas térmicas en el serpentín de vapor en el tanque nodriza de bunker, así: R1 es la resistencia térmica por convección interna, R2 es la resistencia por conducción y R3 es la resistencia térmica por convección y radiación.

<sup>12</sup> SPIRAX SARCO, 2000, "Design of Fluid Systems", Hook Ups, Allentown, pp.3-5

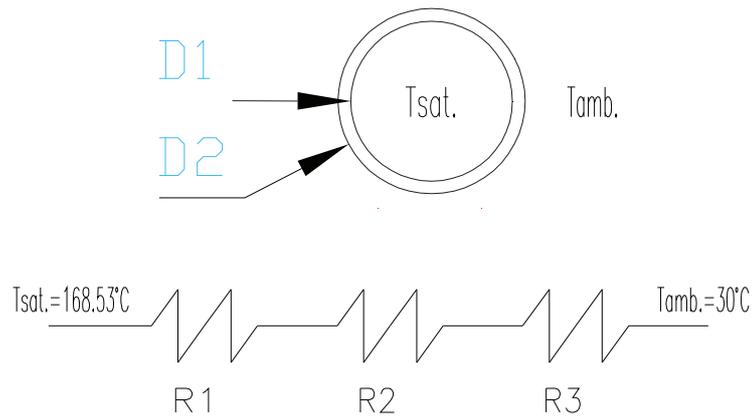


Figura N°4. 1 Resistencias térmicas.

$$K_{\text{acero inox. AISI 304}} = 14.9 \text{ [W/m}^\circ\text{C]}$$

$$A1 = \pi D1 L = 0.0772\pi \text{ [m}^2\text{]}$$

$$A2 = \pi D2 L = 0.10036\pi \text{ [m}^2\text{]}$$

Se evalúan las propiedades termodinámicas del vapor saturado a 110.85 psia (presión absoluta de generación de vapor):

$$\gamma = 0.2545 \text{ [m}^3\text{/kg]}$$

$$K = 31.8722 \times 10^{-3} \text{ [W/m}^\circ\text{C]}$$

$$\mu = 14.5431 \times 10^{-6} \text{ [Ns/m}^2\text{]}$$

$$Cp = 2.4723 \text{ [KJ/Kg}^\circ\text{C]}$$

$$Pr = 1.1225$$

Se encuentra el número de Reynolds para una velocidad máxima recomendada de 6000 ft/min o 30.48 m/s.

$$Re = \frac{\rho V D}{\mu}$$

$$Re = \frac{\rho V D}{\mu} \rightarrow Re = \frac{1 \frac{kg}{m^3} \times 30.48 \frac{m}{s} \times 20 \times 10^{-3} m}{14.5431 \times 10^{-6} \frac{kg}{m \cdot s}} \rightarrow Re$$

$$= 164702.49 \text{ (R.turbulento)}$$

El número de Nusselt se determina empleando [ec. 4.12], así:

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.3} \text{ (Colburn, para enfriamiento)} \text{ [ec. 4.12]}$$

$$Nu = 0.023 (164702.49)^{0.8} (1.1225)^{0.3} \rightarrow Nu = 354.93$$

El coeficiente de convección interior se encuentran con [ec. 4.13].

$$Nu = \frac{h_1 D_1}{K} \rightarrow h_1 = \frac{Nu K}{D_1} \text{ [ec. 4.13]}$$

$$h_1 = \frac{354.93 \times 318722 \times 10^{-3} \frac{W}{m^2 \cdot C}}{20 \times 10^{-3} m} \rightarrow h_1 = 565.62 \left[ \frac{W}{m^2 \cdot C} \right]$$

Con el coeficiente de convección interior  $h_1$  y el área superficial interior  $A_1$ , se calcula  $R_1$ :

$$R_1 = \frac{1}{h_1 A_1} \rightarrow R_1 = \frac{1}{565.62 \frac{W}{m^2 \cdot C} \times 0.0772 \pi m^2} \rightarrow R_1 = 7.28967 \times 10^{-3} \left[ \frac{C}{W} \right]$$

Los datos geométricos de la tubería como diámetros interiores y exteriores de la tubería  $D_1$  y  $D_2$ , respectivamente y su longitud, se utilizan para determinar  $R_2$ , así:

$$R_2 = \frac{\ln\left(\frac{D_2}{D_1}\right)}{2\pi k L} \rightarrow R_{cond.} = \frac{\ln\left(\frac{26 \times 10^{-3}}{20 \times 10^{-3}}\right)}{2\pi \times 14.9 \frac{W}{m \cdot C} \times 3.86 m} \rightarrow R_{cond.} = 7.26024 \left[ \frac{C}{W} \right]$$

En la resistencia  $R_3$ , el coeficiente  $h_3$  es la suma de los coeficientes por radiación y convección exterior, se calcula con la siguiente fórmula:

$$R_3 = \frac{1}{h_3 A_3}$$

$$h_3 = h_{\text{radiación}} + h_{\text{convección}}$$

Donde el coeficiente por radiación viene dado por:

$$h_{\text{radiación}} = \frac{\varepsilon \sigma (T_{\text{sat}}^4 - T_{\text{al}}^4)}{T_{\text{sat}} - T_{\infty}}; T_{\text{al}} \sim T_{\infty},$$

y el coeficiente de convección exterior se determina con la correlación [ec. 4.14]

Se determinan a continuación ambos coeficientes, así:

$$h_{\text{radiación}} = \frac{0.80 \times 5.67 \times 10^{-8} \frac{W}{m^2 K^4} ((168.53 + 273)^4 - (30 + 273)^4) K^4}{(168.53 - 30)^\circ C}$$

$$h_{\text{radiación}} = 9.6843 \left[ \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \right]$$

$$h_{\text{convección}} = \beta' \left( \frac{\Delta T}{C} \right)^{0.25} \quad [\text{ec. 4.14}]$$

para aire  $50^\circ F < T < 1500^\circ F$ ;  $\beta = 0.24$ ,  $\Delta T = 249.354 [^\circ F]$

$$C = D = 0.06562 \text{ ft}$$

$$h_{\text{convección}} = 1.8843 \left[ \frac{Btu}{hft^2 \cdot ^\circ F} \right] \equiv 10.699 \left[ \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \right]$$

$$h_3 = h_{\text{radiación}} + h_{\text{convección}} \rightarrow h_3 = 20.384 \left[ \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \right]$$

$$R_3 = \frac{1}{20.384 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \times 0.10036 \pi m^2} \rightarrow R_{cr} = 0.15559 \left[ \frac{^\circ C}{W} \right]$$

Se calcula la resistencia térmica total  $R_T = R_{\text{conv.}} + R_{\text{cond.}} + R_{\text{cr}}$ . Por motivos de facilidad de cálculo se omitirá la resistencia térmica por conducción, justificándose por la elevada conductividad térmica del acero. Obteniéndose así esta resistencia térmica:

$$R_T = 0.1629 \left[ \frac{^\circ\text{C}}{\text{W}} \right]$$

El coeficiente global de transferencia de calor, se calcula con [ec. 4.15] y el flujo de calor que se pierde en el serpentín para calentamiento de bunker se encuentra con [ec. 4.16].

$$UA = \frac{1}{R_T} \quad [\text{ec. 4.15}]$$

$$\dot{Q} = UA \Delta T \quad [\text{ec. 4.16}]$$

$$\dot{Q} = \frac{1}{0.1629 \left[ \frac{^\circ\text{C}}{\text{W}} \right]} (168.53 - 30)[^\circ\text{C}]$$

Finalmente el valor de pérdidas térmicas por convección y radiación en el serpentín de calentamiento de bunker en el tanque nodriza es de:

$$\dot{Q} = 850.47 \text{ [W]} \text{ o } 3061.70 \left[ \frac{\text{KJ}}{\text{h}} \right]$$

#### 4.1.3.2 Unidades de mezcla agua-vapor

El consumo de vapor de cada unidad depende de la temperatura de salida de la mezcla agua-vapor. En la Planta, el rango de temperaturas empleado varía de 65°C a 71°C. Entonces para el cálculo de consumo de vapor se tomará el valor más alto del rango de temperaturas anterior, es decir 71°C.

Considerando esto último y la ecuación [ec. 4.17], recomendada por el fabricante de estas unidades, el consumo estimado de vapor es de 346.5 lbmv/h o 157.5 kgv/h por unidad de mezcla. Tomando en cuenta una temperatura de ingreso de agua fría de 16.5 °C o 60.8°F (valor medido).

$$\text{lbmv por hora} = \frac{\text{GPM}}{2} \times (T_2 - T_1) \quad [\text{ec. 4.17}]$$

$$\text{lbmv por hora} = \frac{7}{2} \times (159.8 - 60.8)^\circ\text{F}$$

$$lbmv \text{ por hora} = 346.5$$

#### 4.1.3.3 Agua desperdiciada en la inmersión de productos

De la información medida del numeral 3.4.4.3. La tabla N°4.10 la recoge, para encontrar el volumen de agua desperdiciada en la inmersión de la mortadela de 4.2 kg/unidad.

Tabla N°4. 10 Valores medidos.

Vol. de Mod. 2	Peso Total	Peso canastilla	Densidad Mortadela
750 L	415 kg	75	1100.24 kg/m <sup>3</sup>

Es necesario conocer la densidad promedio del acero para poder aplicar el Principio de Arquímedes, así:

$$\rho_{\text{acero}} = 8030 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \text{ }^{13}$$

Volumen desperdiciado:

a) Por producto.-

$$\frac{1 \text{ m}^3}{1100.24 \text{ kg}} \times 340 \text{ kg} = 0.31 \text{ [m}^3\text{]}$$

b) Por la canastilla.-

$$\frac{1 \text{ m}^3}{8030 \text{ kg}} \times 75 \text{ kg} = 0.0093 \text{ [m}^3\text{]}$$

$$\text{Volumen Total de agua desperdiciado} = 0.32 \text{ [m}^3\text{]} \text{ o } 319.3 \text{ [L]}$$

## 4.2 REUNIÓN DE INFORMACIÓN

Con el objeto de facilitar el acceso a la información para realizar cálculos posteriores, los resultados obtenidos en la sección anterior se indican a continuación.

<sup>13</sup> <http://www.sas.org/engineerByMaterial.html>

#### 4.2.1 TUBERÍAS DE CONDUCCIÓN DE COMBUSTIBLE

La tabla N°4.11 indica las pérdidas de energía en las tres tuberías de conducción de bunker.

Tabla N°4. 11 Pérdidas de energía en tuberías de conducción de bunker.

Energía perdida	Q(kJ/h)
Tubería 1	12516.75
Tubería 2	14134.38
Tubería 3	6498.96
TOTAL	33150.09

#### 4.2.2 GENERADOR DE VAPOR

En lo que respecta a la caldera, la figura N°4.2 indica de manera resumida la información necesaria para realizar el balance térmico correspondiente.

Nótese que se ha tomado en cuenta los valores correspondientes a la medición simultánea de consumo de combustible y retorno de condensado, puesto que esta fue realizada en el mes de Junio después del mantenimiento anual de la caldera realizado en el mes de Abril.

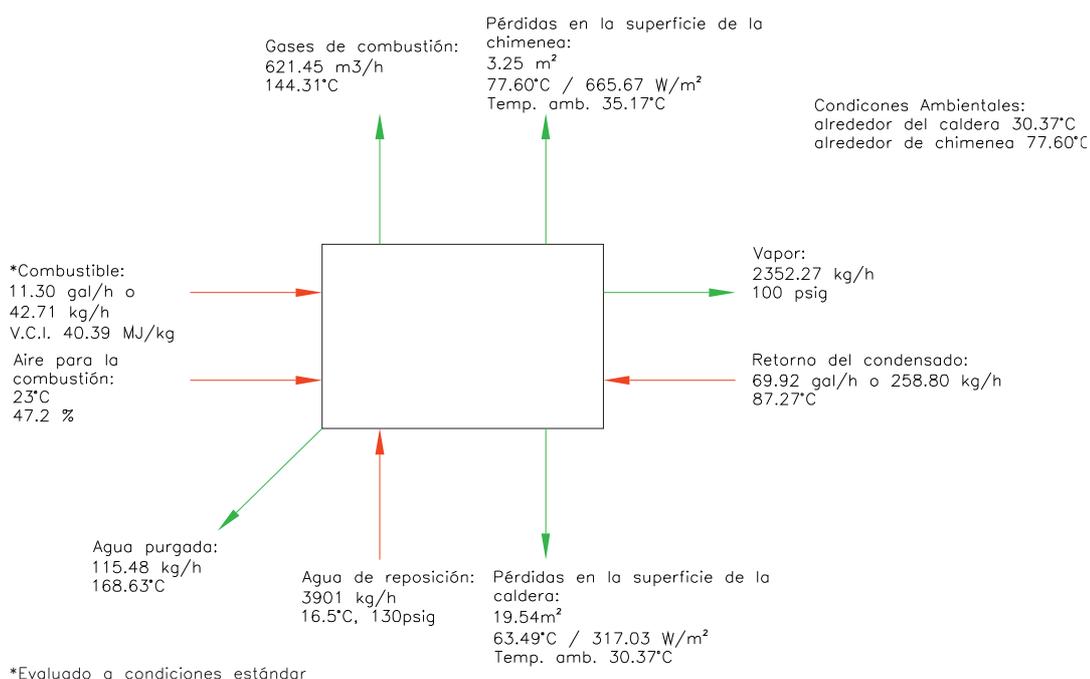


Figura N°4. 2 Diagrama de entradas y salidas de la caldera.

### 4.2.3 SISTEMA DE DISTRIBUCIÓN DE VAPOR

#### 4.2.3.1 Pérdidas de energía en tuberías de conducción de vapor y condensado

La tabla N°4.12 indica las pérdidas de energía por unidad de tiempo en las tuberías de conducción de vapor y condensado.

Tabla N°4. 12 Pérdidas de energía.

Energía perdida	Q(kJ/h)
Tuberías de distribución de vapor	37828.79
Tuberías de retorno de condensado	9882.76
TOTAL	47711.55

#### 4.2.3.2 Fugas de vapor

Respecto a las fugas de vapor reparadas, la tabla N°4.13 indica el flujo de vapor perdido antes de su preparación y la tabla N°4.14 indica el flujo de vapor en fugas no reparadas.

Tabla N°4. 13 Vapor que se perdía en las fugas de vapor hacia la atmósfera.

Descripción	D. aprox. (mm)	Flujo de vapor (kg/h)
Brida de tubería principal de vapor	0.22	60.45
Accesorios de tubería de ingreso de vapor HNMA2000, módulo 1		76.55
Empaque de puerta de HNHO3000		1216.00
TOTAL		1353.00

Tabla N°4. 14 Vapor que se pierde en fugas no reparadas.

Descripción	D. aprox. (mm)	Flujo de vapor (kg/h)
Brida de filtro de vapor de HNHO2000	0.19	44.41
Válvula reguladora de presión de HNHO2000	0.22	60.45
TOTAL		104.86

#### 4.2.3.3 Flujo de vapor en trampas abiertas

El flujo de vapor estimado por las trampas de vapor en mal funcionamiento es de 219.74kgv/h.

#### 4.2.3.4 Revaporizado no recuperado

En la tabla N°4.15 se indica el flujo de revaporizado no recuperado.

Tabla N°4. 15 Revaporizado real no recuperado.

Cod.	EQUIPO	TIPO/MODELO	MODELO	Conexión (pulg)	Condensado (lbm/h)	Condensado (kg/h)	%Vapor flash	Vapor Flash (kg/h)
T1	SNCB1000	flotador- termostato	Spirax Sarco FT75	3/4	875	397.73	14.42	57.34
T2	SNDV1000	termodinámica, ST	Spirax Sarco TD42L	1/2	300	136.36	14.42	19.66
T3	pata de goteo	termodinámica, ST	Spirax Sarco TDS-52	1/2		350.00	14.42	50.46
T4	Calentador de bunker	termodinámica	Spirax Sarco TD52	1/2	810	368.18	14.42	53.08
T5	ENDG1000	Termodinámica	Spirax Sarco TD52	1/2	810	368.18	14.42	53.08
T6	CNDG1000	termodinámica	cambiada: Spirax Sarco TD52L	1/2	370	168.18	14.42	24.25
T7	DNDG1000	termodinámica, ST		3/4			14.42	
T8	HNMA5000	termodinámica, ST	Spirax Sarco TDS-52	1/2		350.00	12.34	43.19
T9	HNMA5000	retirada					14.42	
T10	HNMA5000	retirada					14.42	
T11	HNMA4000	termodinámica, ST	Spirax Sarco TDS-52	1/2		350.00	12.34	43.19
*T12	HNMA4000	termodinámica, ST	Spirax Sarco TDS-52			350.00	12.34	43.19
T13	HNMA4000	termostática		3/4	600	272.73	12.34	33.66
T14	HNMA3000	balde invertido	Armstrong Model 880	1/2	4000	1818.18	12.34	224.39
T15	HNMA3000	balde invertido	Armstrong Model 880	1/2	4000	1818.18	12.34	224.39
T16	HNMA3000	termodinámica, ST	Spirax Sarco TDS-52	3/4		500.00	12.34	61.71
T17	HNMA2000	flotador- termostato	Spirax Sarco FT75	3/4	1450	659.09	11.51	75.86
T18	HNMA2000	flotador- termostato	Spirax Sarco FT75	3/4	1450	659.09	11.51	75.86
T19	HNMA6000	termodinámica	cambiada: Spirax Sarco TD42L	1	300	136.36	13.29	18.13
T20	HNMA6000	termodinámica	cambiada: Trade Mark WP03	1	300	136.36	13.29	18.13
T21	HNMA1000	termodinámica, ST	Spirax Sarco TD42L	3/4	300	136.36	14.42	19.66
T22	HNMA1000	termodinámica	Spirax Sarco TD52L	3/4	810	368.18	12.96	47.71
T23	HNMA3000	termodinámica, ST	Spirax Sarco TDS-52	1/2		350.00	11.78	41.22
T24	HNMA3000	flotador- termostato	Spirax Sarco FT14HC	1	2500	1136.36	2.97	33.73
T25	HNMA2000	flotador	Spirax Sarco IFT14	1/2	3500	1590.91	4.38	69.63
T26	HNMA2000	termodinámica, ST	Spirax Sarco TD42L	1/2	300	136.36	12.64	17.24
T27	HNMA1000	termodinámica, ST	Spirax Sarco TDS-52	1/2		350.00	12.34	43.19
T28	HNMA1000	termodinámica, ST	Spirax Sarco TDS-52	1/2		350.00	12.96	45.36
T29	HNMA1000	flotador- termostato	Spirax Sarco FT14HC	1	3500	1590.91	4.07	64.78

T30	NTAG1000	termodinámica	Spirax Sarco TD52	1	1750	795.45	14.42	114.68
T31	NTAG1000	termodinámica, ST	Spirax Sarco TD52L	3/4	810	368.18	14.42	53.08
T32	ENDG2000	termodinámica, ST	Armstrong CD33SL	1/2		150.00	14.42	21.63
							TOTAL	1691.47

#### 4.2.4 EQUIPOS DE CONSUMO

##### 4.2.4.1 Serpentín de calentamiento de bunker

La tabla N°4.16 indica la pérdida de energía existente en el serpentín de calentamiento de bunker.

Tabla N°4. 16 Pérdida de energía en el serpentín de calentamiento de bunker.

Energía perdida	Q(kJ/h)
Serpentín de calentamiento de bunker	3061.70

##### 4.2.4.2 Agua desperdiciada durante la inmersión de productos

Durante la inmersión de 415kg de mortadela de 4.2kg/unidad se encontró que en la inmersión el volumen de agua desperdiciado es de 319.3L.

La tabla N°4.17 indica el resumen de todas las pérdidas de energía y de vapor descritas anteriormente.

Tabla N°4. 17 Tabla resumen de pérdidas de energía.

Pérdidas en:	Valor	Unidad
Tuberías de vapor	37828.79	KJ/h
Tuberías de retorno de condensado	9882.76	KJ/h
Tuberías de conducción de bunker	33150.09	KJ/h
Serpentín de calentamiento de bunker	3061.70	KJ/h
Fugas de vapor no reparadas	104.86	Kgv/h
Trampas de vapor abiertas	219.74	Kgv/h
Revaporizado no recuperado	1691.47	Kgv/h

### 4.3 REPARTO DE CONSUMOS

#### 4.3.1 POR EQUIPO

Se consideró que los todos los equipos se encuentran trabajando a régimen nominal de trabajo según información que se encuentra en los catálogos de los fabricantes, como se indica en la tabla N°4.18.

Tabla N°4. 18 Consumo de vapor nominal de cada equipo.

Cod.	Descripción	*Consumo de Vapor (kg/h)
	Serpentín calentamiento de bunker	137.39
ENDG1000	Mezcladora Agua-Vapor	157.5
ENDG2000	Mezcladora Agua-Vapor	157.5
CNDG1000	Mezcladora Agua-Vapor	157.5
DNDG1000	Mezcladora Agua-Vapor	157.5
HNMA3000	Marmita 2 módulos	250.0
HNMA3000	Marmita 2 módulos	250.0
HNMA4000	Marmita 2 módulos	250.0
HNMA5000	Marmita 2 módulos	250.0
HNMA6000	Marmita 2 módulos	250.0
HNMA1000	Marmita 1 módulo	
**HNHO1000	Horno 6 coches	500.0
HNHO2000	Horno 2 coches	180.0
HNHO3000	Horno 8 coches	650.0
***NTAG1000	Tanque de calentamiento	
TOTAL		3347.4

\*Para todos los equipos se ha considerado en consumo nominal. Para los hornos se ha tomado el consumo en calefacción.

\*\* No se emplean periódicamente.

\*\*\* No se ha determinado el consumo, pero este es intermitente.

Entonces al considerar un factor de simultaneidad del 100%, es decir, que todos los equipos se encuentran operando en el mismo instante de tiempo. El consumo de vapor es de 3347.4 kg de vapor.

#### 4.3.2 POR PRODUCTO MEDIDO

De la medición realizada de la cantidad de retorno de condensado durante la cocción de dos productos y por el principio de conservación de masa se tienen las relaciones que se muestran en las tablas N°4.19 y N°4.20 para la mortadela de Mr. Pollo de 2.5kg/unidad y la mortadela de 4.2kg/unidad, respectivamente.

Tabla N°4. 19 Mortadela Mr. Pollo de 2.5 kg.

Producto (kg)	Vapor(kg)
215	46.1
4.66	1

Tabla N°4. 20 Mortadela de 4.2 kg.

Producto (kg)	Vapor(kg)
340	41.5
8.19	1

## 4.4 RENDIMIENTO DE LAS INSTALACIONES

### 4.4.1 EFICIENCIA DE LA CALDERA

La eficiencia térmica es el indicador de trabajo de un generador de vapor que caracteriza el grado de aprovechamiento de la energía suministrada por el combustible, es decir, la parte de esa energía que ha sido transferida al agente de trabajo.

Para determinar la eficiencia de la caldera existen básicamente dos métodos: el método directo en el que se relaciona directamente la producción de la caldera con el consumo y determinar la eficiencia como el porcentaje que representa el calor útil y el calor disponible, así:

$$\eta_d = \frac{Q_u}{Q_d} \times 100, \% \quad [\text{ec. 4.18}]$$

Donde:

$Q_u$  calor útil, es el calor transferido al agente de trabajo

$Q_d$  calor disponible, constituye la energía de entrada al generador de vapor por unidad de masa del combustible

El segundo método, es el método indirecto parte de determinar la suma de las pérdidas térmicas expresadas en porcentaje del calor disponible y luego determinar la eficiencia como porcentaje restante, así:

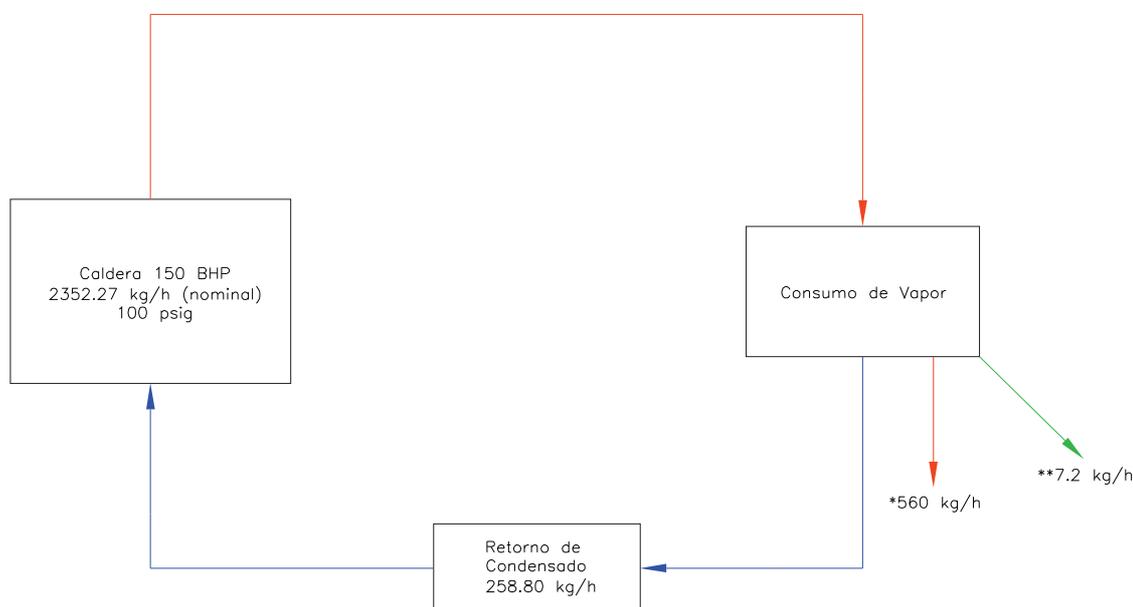
$$\eta_i = 100 - \sum q_p, \% \quad [\text{ec. 4.19}]$$

Donde:

$q_p$  sumatoria de pérdidas térmicas

Ahora, es importante considerar que el proceso de cocción de los productos en los hornos, requiere consumo directo de vapor, es decir, este vapor no retorna como condensado. Por lo tanto, es necesario sumar al valor de retorno de condensado medido el valor correspondiente de vapor empleado en humectación de los hornos HNHO3000 y 1000; debido a que estos son los más utilizados para la cocción de productos.

Además hay que considerar que existe vapor que no retorna como condensado, proveniente de la descarga de las trampas de vapor de las unidades de mezcla agua-vapor. Todos estos valores se muestran en la figura N°4.3.



\*Consumo directo de vapor en humificación de HNH01000 y 2000.  
 \*\*No retorno de condensado, considerando solo T6 y T32.

Figura N°4. 3 retorno de condensado, consumo directo de vapor.

Tomando en cuenta los valores de la figura anterior y el valor medido en el tanque de condensado. El valor estimado de generación de vapor es de 826 kg/h.

Por lo tanto para evitar que el valor de la eficiencia de la caldera esté fundamentado en el supuesto de consumo nominal de los hornos durante la etapa de humectación; para el presente proyecto se empleará el método indirecto.

Para el balance térmico de la caldera se utilizó el método establecido en la Norma Europea DIN EN 303-5.

#### 4.4.1.1 Balance térmico de generador de vapor

Cálculo de pérdidas térmicas

a) Pérdidas de calor sensible con los gases de salida

Está asociada al hecho de que la energía de los gases de salida es superior a la del aire y el combustible de entrada.

$$q_2 = \frac{K(t_g - t_a)}{(CO_2 - CO)}, \% \quad [\text{ec. 4.20}]$$

Donde:

$t_g$  temperatura de los gases de escape, °C

$t_a$  temperatura del aire ambiente, °C

$CO_2$ ,  $CO$  porcentaje en volumen de dióxido de carbono y monóxido de carbono contenido en los gases de escape.

$K$  constante que depende del tipo de combustible denominada coeficiente de Hassentein. Para fuel oil se puede tomar  $K=0.56-0.58$

b) Pérdidas de calor por combustión incompleta

Es la pérdida asociada a la presencia de productos de combustión incompleta ( $CO$ ,  $H_2$ ,  $CH_4$ ) en los gases de combustión y que está provocada por la no entrega del poder calorífico de los mismos durante la reacción de combustión.

Para una evaluación aproximada de la pérdida por combustión incompleta puede utilizarse la siguiente expresión recomendada por la DIN.

$$q_3 = \frac{60 CO}{CO_2 + CO} \times 100, \% \quad [\text{ec. 4.21}]$$

Donde:

$CO_2$ ,  $CO$  porcentaje en volumen de dióxido de carbono y monóxido de carbono contenido en los gases de escape.

c) Pérdida de calor por radiación y convección

Durante el funcionamiento de los generadores de vapor, las superficies exteriores del horno y los conductos, los colectores, el domo, conductos de gases, tuberías, etc., alcanzan una temperatura superior a la ambiental. Este gradiente de temperatura genera una transferencia de calor al medio exterior que se efectúa por dos mecanismos fundamentales: convección y radiación, lo que representa una pérdida de calor, en ocasiones significativa, que afecta la eficiencia del generador de vapor.

La magnitud de esta pérdida de calor depende fundamentalmente de las dimensiones de la unidad (capacidad nominal), de la temperatura y velocidad del aire exterior.

Esta pérdida de calor es usualmente pequeña en generadores de vapor de media y alta capacidad, pero se convierte en una de las principales pérdidas en calderas de pequeña potencia.

Son dos causas principales que pueden provocar un incremento de esta pérdida durante la explotación:

- El deterioro del aislamiento térmico
- La operación de cargas reducidas

d) Pérdidas con el calor físico de los residuos del horno,  $q_6$

Esta pérdida solo tiene significado para combustibles sólidos y está dada por la extracción de residuos de combustible del horno (escoria y cenizas) con una temperatura superior al medio ambiente.

e) Pérdidas por purgas

Esta pérdida está asociada a la diferencia de temperatura entre el agua (saturada) extraída de la caldera para mantener la concentración de sustancias perjudiciales dentro del rango recomendado y el agua de alimentación.

$$Q_7 = D_p(h_{is} - h_{aa})/B_c \quad [\text{ec. 4.22}]$$

Donde:

$Q_7$  calor perdido con las purgas por unidad de combustible, KJ/kg

$D_p$  gasto de agua extraída, Kg/h. Este gasto oscila entre el 1 y 4 % del gasto del vapor

$h_{1x}$  entalpía del agua de la caldera (líquido saturado a la presión del domo),  
KJ/kg

$h_{aa}$  entalpía del agua de alimentación, KJ/kg

$B_c$  gasto de combustible, kg/h

f) Consumo de energía en necesidades propia

Se refiere al requerimiento energético de sopladores de aire, calentadores de combustible, etc. Elementos necesarios para la operación del generador de vapor.

#### 4.4.1.2 Balance térmico de la caldera de la Planta de Elaborados y Embutidos de PRONACA

Siguiendo las expresiones matemáticas descritas en el numeral anterior, ahora se procedió a determinar su valor de acuerdo con la información de análisis de gases de la tabla N°3.38 y de las mediciones realizadas del capítulo anterior.

##### 4.4.1.2.1 Método Indirecto

Cálculo de pérdidas térmicas

a) Pérdidas de calor sensible con los gases de salida

Para aplicar la [ec. 4.20], se tomaron en cuenta los siguientes valores:

$$K = 0.57$$

$$t_g = 169 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$t_a = 23 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$CO_2 = 11,2 \%V$$

$$CO = 0.0005 \%V$$

Reemplazando los valores en la ecuación anterior se tiene que las pérdidas de calor sensible con los gases de salida es igual a 7.43%.

b) Pérdidas de calor por combustión incompleta

Utilizando los porcentajes en volumen de monóxido y dióxido de carbono del reporte de análisis de gases en la [ec. 4.21]. La pérdida de calor por combustión incompleta es del 0.27%.

Las pérdidas por combustible no quemado, como las pérdidas con el calor físico de los residuos del horno tienen significado solo para combustibles sólido. Por lo que para el presente proyecto estas pérdidas no son aplicables.

c) Pérdida de calor por radiación y convección

Con los valores medidos de la tabla N°3.43, se multiplica las pérdidas de energía por la superficie de la caldera y chimenea de la caldera. Los resultados se indican en la tabla N°4.21.

Tabla N°4. 21 Pérdidas de energía en la caldera.

unidades lugar	(W/m <sup>2</sup> )	A(m <sup>2</sup> )	(W)	(kJ/h)
chimenea	665.67	3.25	2163.4275	7788.34
superficie	317.03	19.54	6194.7662	22301.16
TOTAL				30089.50

Dividiendo el valor obtenido para el consumo de combustible se obtiene la fracción de pérdidas por radiación y convección de la caldera, [ec. 4.23] y multiplicando este por cien se obtiene su porcentaje, [ec. 4.24], así:

$$q5' = \frac{\text{Pérdidas}}{Bc}, \text{KJ/kg} \quad [\text{ec. 4.23}]$$

$$q5' = \frac{30089.50 \text{ KJ/h}}{42.71 \text{ Kg/h}} \rightarrow q5' = 704.507 \left[ \frac{\text{KJ}}{\text{kg}} \right]$$

$$q5 = \frac{q5'}{q_d} \times 100, \% \quad [\text{ec. 4.24}]$$

Por lo tanto el porcentaje de pérdidas por radiación y convección es de 1.42%.

d) Pérdidas por purgas

Para el empleo de la [ec. 4.22] se utilizaron los siguientes valores:

$$D_p = 115.48 \text{ [kg/h]}$$

$$h_{is} = 712.69 \text{ [KJ/kg]}$$

$$h_{aa} = 293.74 \left[ \frac{\text{KJ}}{\text{kg}} \right] @ 130 \text{psig y } 70[^\circ\text{C}]$$

$$B_c = 42.71 \left[ \frac{\text{kgc}}{\text{h}} \right] @ \text{condiciones estándar}$$

Entonces las pérdidas por purgas son del 2.79%.

e) Consumo de energía en necesidades propias

La potencia de los equipos que consumen energía eléctrica para necesidades propias de trabajo de la caldera se indican en la siguiente tabla.

Tabla N°4. 22 Consumo de energía para operación de la caldera.

Energía consumida		(KJ/h)
Motor del soplador de aire	10 hp	26845.2
Calentador de bunker	5 Kw	18000.0
TOTAL		44845.2

$$Q_{np} = \frac{q_{np}}{B_c}, \text{KJ/kg} \quad [\text{ec. 4.25}]$$

Donde:

$Q_{np}$  consumo de energía en necesidades propias por unidad de masa de combustible consumido, KJ/kg

$q_{np}$  consumo de energía en necesidades propias por unidad de tiempo, KJ/h

$B_c$  gasto de combustible, kg/h

Por lo tanto el consumo de energía para necesidades propias es de 1040.99 KJ/kg

La tabla N°4.23 indica el balance térmico de la caldera después del mantenimiento anual.

Tabla N°4. 23 Balance térmico de la caldera.

## a) Información Preliminar

Empresa:	Planta de Elaborados y Embutidos de PRONACA		
Tipo/Marca:	Piro tubular/ CLEAVER BROOKS	Año:	1993
Capacidad nominal:	150 BHP		

## b) Resultados del Balance Térmico

Magnitud	Notación	Unidad	*Valor
Coef. Exceso de aire a la salida		%	40
Fracción de ceniza volante			0
Calor disponible	Qd	KJ/kg	40602.32
a) Pérdidas de calor sensible con los gases de salida	q2	%	7.43
b) Pérdida por combustión incompleta	q3	%	0.27
c) Pérdidas por combustible no quemado	q4	%	0
d) Pérdidas por convección y radiación	q5	%	1.74
e) Pérdidas de calor físico con los residuos del horno	q6	%	0
f) Pérdidas por purgas	q7	%	2.79
Suma Total de Pérdidas	Suma qp	%	12.22
Eficiencia por balance indirecto	$\eta_i$	%	87.78

\*a condiciones normales de operación de la caldera.

## 4.4.2 CONSUMO ESPECÍFICO DE ENERGÍA

También conocido como índice de consumo. Es un indicador de eficiencia energética y se define como la cantidad de energía por unidad de producción o servicios, medidos en términos físicos (productos o servicios prestados). Relacionan la energía consumida (Kwh, litros de combustible, toneladas de fuel oil, toneladas equivalentes de petróleo) con indicadores de actividad expresados en unidades físicas (toneladas de acero producidas, hectolitros de cerveza producidos, habitaciones-días ocupadas, etc)<sup>14</sup>

La expresión matemática que define lo anterior mencionado que se empleará para el presente proyecto es:

$$CE = \frac{\eta_g Q_i}{h_v - h_{aa}}, \quad \text{kgv/kgc} \quad [\text{ec. 4.26}]$$

Donde:

**CE** consumo específico de combustible, kgv/kgc

<sup>14</sup> Borroto, A., 2007, "Capacitación en Eficiencia Energética", Proyecto PROMEC, Quito, pp. 1-15

$\eta_g$  eficiencia del generador de vapor

$Q_i$  poder calórico inferior del combustible, KJ/kgc

$h_v$  entalpía del vapor a la presión de trabajo, KJ/kg

$h_{aa}$  entalpía del agua de alimentación, KJ/kg

Así, para determinar este indicador se consideran los siguientes datos constantes:

$$Q_i = 40390 \left[ \frac{KJ}{kg} \right] @ \text{condiciones estándar}$$

$$h_v = 2765.27 \left[ \frac{KJ}{kg} \right] @ 100 \text{ psig}$$

$$h_{aa} = 293.74 \left[ \frac{KJ}{kg} \right] @ 130 \text{ psig y } 70^\circ\text{C}$$

$$CE = \frac{0.8787 \times 40390 \frac{KJ}{kgc}}{(2765.27 - 293.74) \frac{KJ}{kgv}} \rightarrow CE = 14.35 \left[ \frac{kgv}{kgc} \right]$$

## 4.5 CONTABILIDAD ENERGÉTICA

### 4.5.1 COSTO DE GENERACIÓN DE VAPOR

Cada unidad de energía generada por la caldera estará afectada por la capacidad de aprovechamiento de la energía proveniente del combustible, es decir, estará afectada por la eficiencia de la caldera, figura N°4.4.

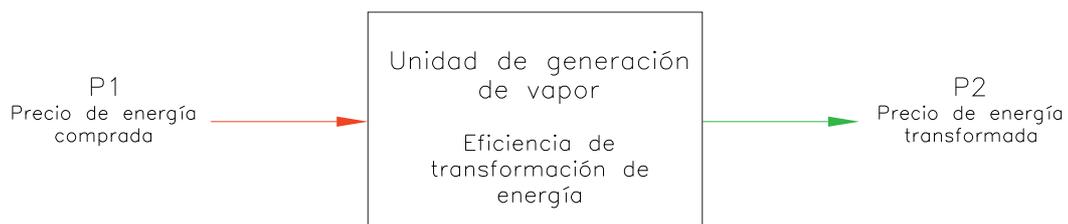


Figura N°4. 4 Precio de energía comprada y transformada por la unidad de generación de vapor.

$$P2 = \frac{P1}{\eta_g} \quad [\text{ec. 4.27}]$$

El precio amortizado de compra de combustible, considerado para el presente proyecto es de 0.7131 USD/galón.

Tabla N°4. 24 Propiedades del bunker a condiciones estándar.

	Unidad	Valor
Poder calórico inferior	KJ/kg	40390
Densidad	Kg/m <sup>3</sup>	998.4375

A continuación se procederá a calcular el precio de compra de energía por unidad de masa y unidad de energía.

$$P1 = 0.7131 \frac{USD}{gal} \times \frac{1 gal}{3.785 L} \times \frac{1000 L}{1 m^3} \times \frac{1 m^3}{998.4375 kgc} \rightarrow P1 = 0.1887 \left[ \frac{USD}{kgc} \right]$$

El procedimiento para determinar el precio de la energía transformada por unidad de masa y energía, para la eficiencia de la caldera después del mantenimiento de muestra a continuación, utilizando [ec. 4.27].

$$P2 = \frac{0.1887 \frac{USD}{kgc}}{0.8778} \rightarrow P2 = 0.214967 \left[ \frac{USD}{kgc} \right]$$

Ahora el precio de la unidad de masa de vapor generado se determina de la multiplicación del consumo específico de energía (en el que se incluye la eficiencia de transformación de energía) por el precio de compra del combustible por unidad de masa (P1), así:

$$\frac{14.35 kgv}{1 kgc} \times \frac{1 kgc}{0.214967 USD} = 76.0221 \left[ \frac{kgv}{USD} \right]$$

Calculando el inverso se obtiene el costo por unidad de masa del kilogramo de vapor, es decir:

$$\left( 76.0221 \frac{kgv}{USD} \right)^{-1} = 0.01315 \left[ \frac{USD}{kgv} \right] \text{ o } 1.315 \left[ \frac{cent.}{kgv} \right]$$

El costo del kilo Joule de vapor producido, se obtiene de la división del valor anteriormente encontrado para la entalpía de vapor a la presión de generación, es decir, dividir para  $h_v = 2765.27 \frac{KJ}{kg} @ 100 \text{ psig}$ , es decir:

$$\frac{0.01315 \frac{USD}{kgv}}{2765.27 \frac{KJv}{kgv}} \rightarrow 4.7569 \times 10^{-6} \left[ \frac{USD}{KJv} \right] \text{ o } 0.00476 \left[ \frac{USD}{MJv} \right]$$

En la tabla N°4.25 se indica precio del kilogramo de vapor generado en la caldera.

Tabla N°4. 25 Costo del kilogramo de vapor generado.

$\eta_g$ (%)	87.78
CE (kgv/kgc)	14.35
P1(USD/kgc)	0.1887
P2(USD/kgc)	0.2149
(kgv/USD)	76.0221
(USD/kgv)	0.013154
P2(USD/kJv)	$4.75688 \times 10^{-6}$

Al observar la razón de kilogramos de vapor producidos por la caldera para el costo de combustible necesario, se puede notar que un dólar de combustible produce energía para generar 76.02 kgv.

#### 4.5.2 COSTO ANUAL DE PÉRDIDAS EN EL SISTEMA DE DISTRIBUCIÓN DE VAPOR

El costo anual de pérdidas en el sistema de distribución de vapor representa la línea base en términos monetarios, es decir, la situación energética actual del sistema de distribución de vapor antes de la implantación de mejoras y debe ser considerado después como medida de comparación y evaluación de dichas propuestas de mejoras.

Se realizó el cálculo considerando el total de horas de trabajo registradas de la caldera del año 2007, correspondientes a 5808.55 horas y además se tomaron los valores de generación de vapor con la eficiencia de después del mantenimiento anual de la caldera. Las pérdidas anuales de energía en el sistema de distribución de vapor se indican en la tabla N°4.26.

Tabla N°4. 26 Pérdidas anuales de energía.

Pérdidas en:	Valor(kJ/h)	Valor(kJ)	Valor(kWh)	Costo(USD/kJ)	(USD/año)	
vapor flash no recuperado	2103639.80	12219096976.88	3394193.60	4.75688E-06	58124.81	68.19%
trampas vapor abiertas	607640.43	3529509818.51	980419.39	4.75688E-06	16789.46	19.70%
fugas no reparadas	289966.21	1684283241.87	467856.46	4.75688E-06	8011.94	9.40%
tuberías de vapor	37828.79	219730418.15	61036.23	4.75688E-06	1045.23	1.23%
tub. conducción bunker	33150.09	192553955.27	53487.21	4.75688E-06	915.96	1.07%
tuberías de condensado	9882.76	57404505.60	15945.70	4.75688E-06	273.07	0.32%
serp. calen. bunker	3061.70	17784037.54	4940.01	4.75688E-06	84.60	0.10%
TOTAL	3085169.78	17920362953.83	4977878.60		85245.06	100.00%

En la figura N°4.5 se indican las pérdidas anuales de energía de la tabla anterior de manera gráfica.

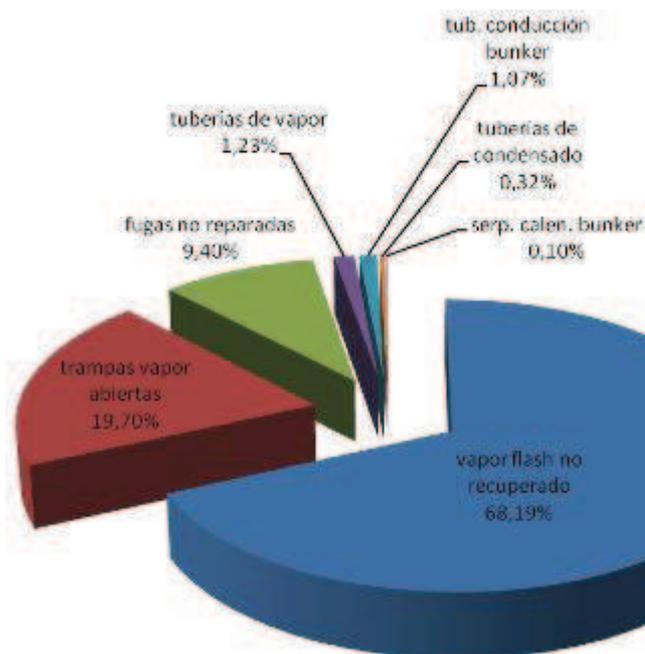


Figura N°4. 5 Porcentaje de pérdidas anuales en el sistema de distribución de vapor.

Análisis del porcentaje de pérdidas anuales en el sistema de distribución de vapor:

Como se observa el mayor porcentaje de pérdidas presente es por vapor flash o revaporizado no recuperado. El siguiente porcentaje de pérdidas en importancia

es el provocado por las trampas de vapor que se encuentran en mal funcionamiento y tercer porcentaje es el que viene de las fugas de vapor.

De manera general se precisa que las mayores pérdidas económicas que se producen en el sistema de distribución de vapor son debidas a pérdidas directas de vapor.

Aunque, las pérdidas anuales de energía calculadas que se presentan en el serpentín de calentamiento de bunker sean pequeñas, es necesario mencionar que las pérdidas por evaporación del bunker no han sido determinadas y estas representan también un valor importante que debe ser considerado.

#### 4.5.3 COSTO DE PRODUCCIÓN

Este costo indica la capacidad de una unidad monetaria de combustible para generar de energía en la caldera para la cocción de productos. Dicha información, se encuentra fundamentada en la medición realizada de vapor necesario para la cocción de dos productos. La tabla N°4.27 indica la cantidad de producto cocido por unidad monetaria de combustible consumido por la caldera.

Tabla N°4. 27 Producción por unidad monetaria de combustible.

Producto	(kgproducto /kgv)	(kgv/USD )	(kg producto/USD)
Moratadela Mr.Pollo 2.5kg/u	4.66	76.0221	354.26
Mortadela 4.2 kg	8.19		622.62

Al realizar el análisis anterior se observa que con el eficiencia de 87.78% de la caldera un dólar de combustible genera vapor suficiente para la cocción de 354.26 kg de mortadela Mr. Pollo de 2.5kg/unidad y 622.62 kg de mortadela de 4.2kg/unidad.

#### 4.5.4 COSTO POR DESPERDICIO DE AGUA DURANTE LA INMERSIÓN DE PRODUCTOS

A continuación se presenta este costo por inmersión de canastilla con mortadela de 4.2 kg.

El agua que se consume en la Planta es proveniente de un pozo perforado que posteriormente es tratada para ser potabilizada para su consumo. Pero al no

existir una estimación del costo del metro cúbico, para motivos de cálculo se empleará el costo de consumo de agua potable que la Empresa Metropolitana de Alcantarillado y Agua Potable, cobra al sector industrial; dicho valor es de 0.652 USD/m<sup>3</sup>. El costo de desperdicio de agua durante la inmersión en marmitas, se indica en la tabla N°4.28.

Tabla N°4. 28 Costo del desperdicio de agua por inmersión.

	*Vol. desperdiciado		USD/m <sup>3</sup>	USD/inmersión
	L	m <sup>3</sup>		
Mortadela 4.2kg/U + canastilla	319.3	0.3193	0.652	0.21

\* considerando que el módulo se encuentra lleno.

## 4.6 PROPUESTAS DE MEJORAS

A continuación se procede a citar las propuestas de mejoras encontradas; que serán analizadas detenidamente en el siguiente capítulo primero técnicamente, para después con los resultados obtenidos realizar su evaluación económica.

### 4.6.1 CONDUCCIÓN DE COMBUSTIBLE

1. Aislar térmicamente las tuberías que conducen bunker caliente.
2. Rediseño del serpentín de calentamiento de bunker

### 4.6.2 SISTEMA DE VAPOR

#### 4.6.2.1 Sistema de Distribución de Vapor

1. Instalar uno o más tanques de recuperación de revaporizado.
2. Ubicar de un distribuidor de en la zona de ahumado.
3. Analizar alternativas de calentamiento de agua para el reemplazo de cámaras de mezcla agua-vapor.
4. Cambiar de pierna colectora en el distribuidor de vapor.
5. Cambiar en arreglos de tuberías, en tomas de vapor y retorno de condensado, fines de línea.
6. Reparar de fugas de vapor.
7. Revisar puntos calientes
8. Instalar de una válvula reguladora de presión para las marmitas.
9. Disminuir de pérdida de agua en la inmersión de productos en las marmitas.

## **CAPITULO 5.**

### **EVALUACIÓN TÉCNICO-ECONÓMICA DE LAS OPORTUNIDADES DE AHORRO ENERGÉTICO**

En la primera sección se realiza la evaluación técnica de las oportunidades de ahorro de energía. Con estos resultados se efectúa su evaluación económica con el objeto de determinar que oportunidades de ahorro de energía son técnicamente factibles y económicamente viables.

El criterio para la evaluación económica de las propuestas presentadas, es el valor actual neto; porque indica en términos monetarios el beneficio que tendría

una oportunidad de ahorro de energía a tiempo presente en comparación con la inversión necesaria para su implantación.

Se realiza una clasificación de las oportunidades estudiadas considerando los siguientes criterios: modificaciones que no requieren inversión, oportunidades con inversión y oportunidades que requieren mayor valoración para su implantación.

Finalmente, se presenta un resumen de todas las oportunidades de ahorro energético.

## **5.1 EVALUACIÓN TÉCNICA**

### **5.1.1 TRASPORTE Y ALMACENAMIENTO DE COMBUSTIBLE**

#### **5.1.1.1 Aislamiento térmico de tuberías de conducción de bunker**

La falta de aislamiento térmico en las tres tuberías que conducen bunker provoca pérdida de energía al ambiente que conlleva a una pérdida económica por el transporte de bunker caliente. Las pérdidas ascienden a 53487.21 kwh al año, lo que en términos económicos significa una pérdida anual de 915.96 USD (tabla N°4.26).

Las tablas N°4.2, 4.3 y 4.4 para determinar la temperatura promedio del bunker ( $T_b$ ) en las tuberías N°1, 2 y 3, respectivamente.

A continuación a manera de ejemplo se realizan cálculos para determinar el espesor de aislante térmico óptimo en la tubería 1.

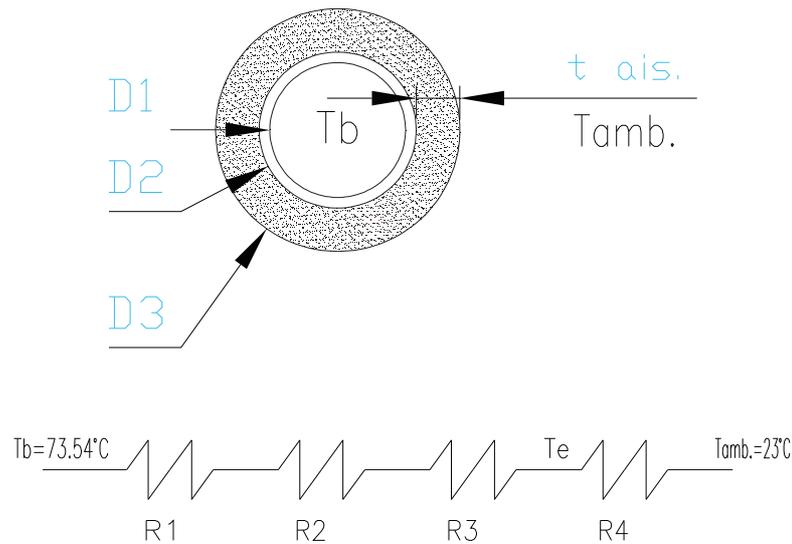


Figura N°5. 1 Resistencias térmicas.

La figura N°5.1 indica las resistencias térmicas consideradas para encontrar el espesor óptimo de aislamiento térmico, donde  $R1$  es la resistencia térmica por convección interior,  $R2$  es la resistencia térmica por conducción correspondiente a la tubería,  $R3$  es la resistencia térmica por conducción del aislante térmico y  $R4$  es la resistencia por convección exterior. Nótese que  $T_e$  es la temperatura superficial del aislante.

El procedimiento para determinar el espesor óptimo de aislamiento térmico se explica a continuación:

Se encuentran las resistencias térmicas con las ecuaciones [ec. 5.1], [ec. 5.2] y [ec. 5.3]. En la resistencia térmica por convección exterior, para condiciones medidas de aire estanco, es decir, velocidad del aire menor a  $1\text{m/s}$ ; se asume un coeficiente de convección externo de  $5\text{W/m}^2\text{C}$ , que será comprobado posteriormente. Con los valores de estas resistencias térmicas se obtiene una resistencia térmica total, empleando [ec. 5.5], que se utiliza para calcular el coeficiente global de transferencia de calor con [ec. 5.6].

Con [ec. 5.7] se obtiene el coeficiente global de transferencia de calor referido al área exterior.

Mediante la Primera Ley de la Termodinámica, entre la energía pérdida por el bunker caliente y la energía ganada por el ambiente se plantea la [ec. 5.8] para

comprobar el coeficiente de convección asumido y se halla una temperatura exterior ( $T_e$ ) y se determinan las propiedades del aire a condiciones de película ( $T_f$ ) con [ec. 5.9]. Con las ecuaciones [ec. 5.10] y [ec. 5.11] se encuentra un coeficiente de convección exterior ( $h_e$ ) con una temperatura exterior asumida.

Con este coeficiente, se procede a calcular los valores de las resistencias térmicas y el coeficiente global de transferencia de calor referido al área externa en función de  $T_e$ .

Se establece un coeficiente  $\alpha$ , que se aproxime a cero, así:

$$\alpha = T_e - \left[ \frac{U_e}{h_e} (T_b - T_{amb.}) + T_b \right] \sim 0$$

El objetivo de este procedimiento es determinar dos coeficientes  $\alpha_1$  y  $\alpha_2$  que permitan realizar una interpolación asumiendo una temperatura superficial  $T_{e2}$  para encontrar el valor del coeficiente de convección exterior que satisfaga [ec. 5.8]. Con este coeficiente se encuentran las resistencias térmicas con las ecuaciones descritas anteriormente y finalmente se calcula el flujo de calor en función del espesor de aislante térmico con [ec. 5.12].

Datos:

espesor de aislamiento = 0.25 [pulg]

D1 = 26 [mm]

D2 = 34 [mm]

D3 = 46.7 [mm]

L = 10 [m]

Tamb. = 30 [°C]

K<sub>acero</sub> = 45.3 [W/m°C]

K<sub>aislante lana de vidrio</sub> = 0.036 [W/m°C]<sup>15</sup>

A<sub>int.</sub> =  $\pi D_i L = 0.81681$  [m<sup>2</sup>]

A<sub>ext.</sub> =  $\pi D_e L = 1.06814$  [m<sup>2</sup>]

<sup>15</sup> CENGEL, Y., 2004, "Transferencia de Calor", Mc Graw Hill, México, pp. 726

$$R1 = \frac{1}{h A_{int.}} \quad [\text{ec. 5.1}]$$

$$\rightarrow R_{cov.} = \frac{1}{59.75 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \times 0.81681 m^2} \rightarrow R1 = 0.020489 \left[ \frac{^\circ C}{W} \right]$$

$$R2 = \frac{\ln\left(\frac{D2}{D1}\right)}{2\pi K_{acerro} L} \quad [\text{ec. 5.2}]$$

$$\rightarrow R2 = \frac{\ln\left(\frac{34 \times 10^{-3}}{26 \times 10^{-3}}\right)}{2\pi \times 45.3 \frac{W}{m \cdot ^\circ C} \times 10m} \rightarrow R2 = 9.4251 \times 10^{-5} \left[ \frac{^\circ C}{W} \right]$$

$$R3 = \frac{\ln\left(\frac{D2}{D1}\right)}{2\pi K_{aislance} L} \quad [\text{ec. 5.3}]$$

$$\rightarrow R3 = \frac{\ln\left(\frac{46.7 \times 10^{-3}}{34 \times 10^{-3}}\right)}{2\pi \times 0.036 \frac{W}{m \cdot ^\circ C} \times 10m} \rightarrow R3 = 1.4031 \times 10^{-1} \left[ \frac{^\circ C}{W} \right]$$

$$R4 = \frac{1}{h A_{ext.}} \quad [\text{ec. 5.4}]$$

$$\rightarrow R4 = \frac{1}{5 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \times 1.06814 m^2} \rightarrow R4 = 1.3633 \times 10^{-1} \left[ \frac{^\circ C}{W} \right]$$

$$R_T = R_1 + R_2 + R_3 + R_4 \quad [\text{ec. 5.5}]$$

$$R_T = 3.0123 \times 10^{-1} \left[ \frac{^\circ C}{W} \right]$$

$$UA = \frac{1}{R_T} \quad [\text{ec. 5.6}]$$

$$\rightarrow UA = 3.3197 \left[ \frac{W}{^\circ C} \right]$$

$$UA = U_e A_e \quad [\text{ec. 5.7}]$$

$$U_e = 2.2628 \left[ \frac{W}{^\circ C} \right]$$

$$h_e(T_e - T_{amb.}) = U_e(T_b - T_{amb.})$$

$$\rightarrow T_e = \frac{U_e}{h_e} (T_b - T_{amb.}) + T_b \quad [\text{ec. 5.8}]$$

$$T_{e1} = 47.6792[^\circ C]$$

Determinación de las propiedades del aire a condiciones de película, es decir:

$$T_f = \frac{T_e + T_{amb.}}{2} \quad [\text{ec. 5.9}]$$

$$\rightarrow T_{f1} = 35.34[^\circ C]$$

$$\text{Coeficiente de expansión } \beta = \frac{1}{47.6792 + 273} \rightarrow \beta = 3.3784 \times 10^{-3} \frac{1}{K}$$

$$\rho = 1.144 \quad [kg/m^3]$$

$$K = 2.6280 \times 10^{-2} [W/m^\circ C]$$

$$\mu = 1.8966 \times 10^{-5} \left[ \frac{kg}{ms} \right]$$

$$Pr = 7.2671 \times 10^{-1}$$

$$Gr = \frac{D^3 \rho^2 \beta \Delta T}{\mu^2} \quad [\text{ec. 5.10}]$$

$$\rightarrow Gr = 3.0279 \times 10^5$$

$$Nu = \frac{h D}{K} = 0.525 (Gr Pr)^{1/4} \text{ Mc Adams} \quad [\text{ec. 5.11}]$$

$$\rightarrow h_{e1} = 6.3987 \quad [W/m^2^\circ C]$$

$$R4 = 1.0617 \times 10^{-1} \left[ \frac{^\circ C}{W} \right]$$

$$R_T = 2.6706 \times 10^{-1} \left[ \frac{^{\circ}\text{C}}{\text{W}} \right]$$

$$UA = 3.7444 \left[ \frac{\text{W}}{^{\circ}\text{C}} \right]$$

$$U_e = 2.5522 \left[ \frac{\text{W}}{^{\circ}\text{C}} \right]$$

Se establece el coeficiente  $\alpha_1$

$$\alpha_1 = 3.333$$

Donde  $\alpha_1$  es mayor que cero, por lo que se procederá a asumir una temperatura superficial del aislante para encontrar otro valor del coeficiente de convección exterior, así:

$$T_{e2} = 35 \text{ [}^{\circ}\text{C]}]$$

Se determinan las propiedades del aire a condiciones de película, es decir con la temperatura superficial asumida (35°C).

$$T_f = \frac{T_e + T_{amb.}}{2} \rightarrow T_f = 29 \text{ [}^{\circ}\text{C]}]$$

$$\text{Coeficiente de expansión } \beta = \frac{1}{35+273} \rightarrow \beta = 3.3784 \times 10^{-3} \left[ \frac{1}{\text{K}} \right]$$

$$\rho = 1.184 \text{ [kg/m}^3\text{]}]$$

$$K = 2.5510 \times 10^{-2} \text{ [W/m}^{\circ}\text{C]}]$$

$$\mu = 1.849 \times 10^{-5} \left[ \frac{\text{kg}}{\text{ms}} \right]$$

$$Pr = 7.296 \times 10^{-1}$$

$$Gr = \frac{D^3 \rho^2 \beta \Delta T}{\mu^2} \rightarrow Gr = 1.6592 \times 10^5$$

$$Nu = \frac{h D}{K} = 0.525 (Gr Pr)^{1/4} \text{ Mc Adams}$$

$$\rightarrow h_{e2} = 5.3493 \text{ [W/m}^2\text{}^{\circ}\text{C]}]$$

Se determinan los valores originales de las resistencias térmicas y el coeficiente global de transferencia de calor referido al área externa.

$$R_4 = 1.2742 \times 10^{-1} \left[ \frac{^{\circ}\text{C}}{\text{W}} \right]$$

$$R_T = 2.8832 \times 10^{-1} \left[ \frac{^{\circ}\text{C}}{\text{W}} \right]$$

$$UA = 3.4684 \left[ \frac{^{\circ}\text{C}}{\text{W}} \right]$$

$$U_e = 2.3641 \left[ \frac{^{\circ}\text{C}}{\text{W}} \right]$$

Se establece un coeficiente  $\alpha_2$ :

$$\alpha_2 = -1.2101 \times 10^1$$

Por medio de una interpolación lineal se establece el valor de  $T_e$ , como se indica a continuación:

$\alpha$	$T_e(^{\circ}\text{C})$
3.3333E+00	48.0124
0	45.2018
-1,2101E+01	35.000

Se determinan las propiedades del aire a temperatura media de película y las resistencias térmicas siguiendo el procedimiento realizado en los casos anteriores, como se muestra a continuación:

$$T_e = 44.9175 \text{ [}^{\circ}\text{C]}]$$

Determinación de las propiedades del aire a la temperatura de película, es decir:

$$T_f = \frac{T_e + T_{amb.}}{2} \rightarrow T_f = 33.9588 \text{ [}^{\circ}\text{C]}]$$

$$\text{Coeficiente de expansión } \beta = \frac{1}{35+273} \rightarrow \beta = 3.3784 \times 10^{-3} \frac{1}{K}$$

$$\rho = 1.149 \quad [\text{kg/m}^3]$$

$$K = 2.617 \times 10^{-2} \quad [\text{W/m}^\circ\text{C}]$$

$$\mu = 1.8902 \times 10^{-3} \quad \left[ \frac{\text{kg}}{\text{ms}} \right]$$

$$Pr = 7.2709 \times 10^{-1}$$

$$Gr = \frac{D^3 \rho^2 \beta \Delta T}{\mu^2} \rightarrow Gr = 2.7308 \times 10^5$$

$$Nu = \frac{h D}{K} = 0.525 (Gr Pr)^{1/4} \text{ Mc Adams}$$

$$\rightarrow h_e = 6.2104 \quad [\text{W/m}^2\text{C}]$$

$$R_4 = 1.0975 \times 10^{-1} \quad \left[ \frac{^\circ\text{C}}{\text{W}} \right]$$

$$R_T = 2.7065 \times 10^{-1} \quad \left[ \frac{^\circ\text{C}}{\text{W}} \right]$$

$$UA = 3.648 \quad \left[ \frac{\text{W}}{^\circ\text{C}} \right]$$

$$U_e = 2.5184 \quad \left[ \frac{\text{W}}{^\circ\text{C}} \right]$$

Finalmente, se determina el flujo de calor para el espesor de aislante de 1/4".

$$\dot{Q} = UA \Delta T \quad [\text{ec. 5.12}]$$

$$\dot{Q} = 291.531 \frac{\text{KJ}}{\text{h}} \times \frac{5808.55 \text{ h}}{1 \text{ año}} \rightarrow \dot{Q} = 1693371.87 \left[ \frac{\text{KJ}}{\text{año}} \right]$$

El **ANEXO D-I** indica los resultados de los cálculos para determinar en flujo de calor para distintos espesores de aislamiento considerados.

Las tablas N°5.1, 5.2 y 5.3 indican los valores de flujo de calor con y sin aislamiento y el ahorro de energía conseguido para las tuberías en estudio.

Tabla N°5. 1 Flujo de energía con y sin aislamiento para la tubería N°1.

aislante(pulg)	Flujo de Energía			Ahorro de Energía	Ahorro Anual de Energía	
	Con aislamiento		Sin aislamiento		Q3 = Q1- Q2 (KJ/h)	(kJ)
	(W)	Q2 (KJ/h)	Q1 (KJ/h)			
¼"	80.981	291.531	12516.75	12225.215	71010770.19	19725.21
½"	39.927	143.738	12516.75	12373.008	71869234.34	19963.68
1	17.702	63.727	12516.75	12453.018	72333978.18	20092.77
1 ½"	10.823	38.962	12516.75	12477.784	72477829.37	20132.73
2	7.223	26.003	12516.75	12490.743	72553105.00	20153.64
2 ½"	5.481	19.733	12516.75	12497.013	72589523.58	20163.76
3	4.387	15.794	12516.75	12500.952	72612402.79	20170.11

Tabla N°5. 2 Flujo de energía con y sin aislamiento para la tubería N°2.

aislante(pulg)	Flujo de Energía			Ahorro de Energía	Ahorro Anual de Energía	
	Con aislamiento		Sin aislamiento		Q3 = Q1- Q2 (KJ/h)	(kJ)
	(W)	Q2 (KJ/h)	Q1 (KJ/h)			
¼"	159.396	573.826	14134.38	13560.557	78767175.34	21879.77
½"	80.726	290.615	14134.38	13843.768	80412219.63	22336.73
1	35.919	129.307	14134.38	14005.076	81349185.43	22597.00
1 ½"	21.844	78.640	14134.38	14055.744	81643489.23	22678.75
2	15.341	55.228	14134.38	14079.155	81779477.64	22716.52
2 ½"	11.714	42.172	14134.38	14092.212	81855315.43	22737.59
3	9.432	33.956	14134.38	14100.427	81903037.04	22750.84

Tabla N°5. 3 Flujo de energía con y sin aislamiento para la tubería N°3.

aislante(pulg)	Flujo de Energía			Ahorro de Energía	Ahorro Anual de Energía	
	Con aislamiento		Sin aislamiento		Q3 = Q1- Q2 (KJ/h)	(kJ)
	(W)	Q2 (KJ/h)	Q1 (KJ/h)			
¼"	73.047	262.970	6498.96	6235.994	36222084.64	10061.69

½"	38.422	138.320	6498.96	6360.644	36946119.62	10262.81
1	18.008	64.829	6498.96	6434.136	37372999.77	10381.39
1 ½"	11.242	40.473	6498.96	6458.492	37514472.43	10420.69
2	8.047	28.971	6498.96	6469.994	37581283.51	10439.25
2 ½"	6.223	22.404	6498.96	6476.561	37619427.31	10449.84
3	5.061	18.219	6498.96	6480.746	37643736.39	10456.59

La tabla N°5.4 indica en forma de resumen el ahorro de energía en función de los distintos espesores de aislante térmico para las tres tuberías en estudio.

Tabla N°5. 4 Ahorro anual de energía para las tuberías en estudio.

ahorro de energía aislante	Tubería 1		Tubería 2		Tubería 3	
	(kJ)	(kwh)	(kJ)	(kwh)	(kJ)	(kwh)
¼"	71010770.19	19725.21	78767175.34	21879.77	36222084.64	10061.69
½"	71869234.34	19963.68	80412219.63	22336.73	36946119.62	10262.81
1	72333978.18	20092.77	81349185.43	22597.00	37372999.77	10381.39
1 ½"	72477829.37	20132.73	81643489.23	22678.75	37514472.43	10420.69
2	72553105.00	20153.64	81779477.64	22716.52	37581283.51	10439.25
2 ½"	72589523.58	20163.76	81855315.43	22737.59	37619427.31	10449.84
3	72612402.79	20170.11	81903037.04	22750.84	37643736.39	10456.59

### 5.1.1.2 Tanque Diario de Bunker

Se recomienda la purga del tanque para evacuar agua y sedimentos que se decantan en el tanque, incluyendo el combustible. Por lo que, es necesario encontrar la disposición del tanque diario más adecuado que permita tener la pérdida menor de combustible.

La falta de purga en el tanque diario provocaría que el combustible que utilice la caldera contenga agua y sedimentos que ocasionarían una mala operación del

quemador, sin descartar problemas ambientales que se generan por la combustión de sustancias suspendidas o disueltas en el combustible.

A continuación se determina la cantidad de combustible que se purga en el tanque diario horizontal que utiliza la planta.

En la figura N°5.2 se indica la altura  $h$  de nivel de purga en el tanque actualmente instalado en la planta.



Figura N°5. 2 Volumen que se purga.

Siguiendo las ecuaciones [ec. 3.1], [ec. 3.2], [ec. 3.3] se determina el volumen de purga diario en el tanque horizontal. La tabla N°5.5 indica este volumen.

Tabla N°5. 5 Combustible que se purga en el tanque horizontal.

$h(\text{cm})$	$\alpha/2$ (rad)	$\alpha$ (°)	$A(\text{m}^2)$	$V(\text{m}^3)$	$V(\text{GAL})$
26.4	1.9897	228.0006	0.1545	0.2241	59.19

El tanque diario de bunker con disposición vertical de 250 galones de capacidad, considerado para el estudio de la presente oportunidad de ahorro se indica en la figura N°5.3. En esta figura se indican las dimensiones para el cálculo del volumen de purga como  $h$ ,  $h'$ ,  $D$  y  $d$ . El tanque cuenta con un cono truncado en la base para que la evacuación del agua de fondo y sedimentos se realice de forma adecuada.

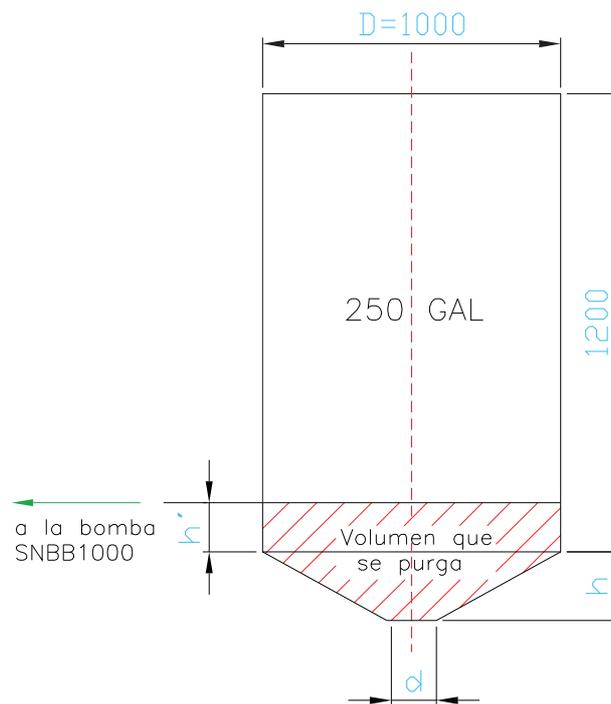


Figura N°5. 3 Tanque diario vertical.

A continuación con la ecuación [ec. 5.13] se determina el volumen de purga tomando en cuenta la parte cilíndrica y con la ecuación [ec. 5.14] se encuentra el volumen del cono truncado, así:

$$V_{cil.} = (\pi \times R^2) \times h' \quad [\text{ec. 5.13}]$$

Donde:

$R$  radio mayor del tanque, 0.5m

$h'$  altura a la que el combustible sale del tanque, 0.05m

Reemplazando los valores correspondientes en [ec. 5.13], se tiene que:

$$V_{cil.} = 0.0303[m^3] \text{ o } 59.19 [gal]$$

$$V_{\text{tronco de cono}} = \frac{1}{3} \pi h (R^2 + r^2 + R + r) \quad [\text{ec. 5.14}]$$

Donde:

$h$  altura del cono truncado, 0.08m

$R$  radio mayor,  $R = D/2$ , 0.5m

$r$  radio menor,  $r = d/2$ , 0.125m

Reemplazando los valores descritos y realizando las operaciones correspondientes se tiene:

$$V_{\text{tronco de cono}} = 0.0275 [m^3] \text{ o } 7.26 [gal]$$

El volumen total de purga corresponde a la suma de ambos volúmenes encontrados, así:

$$V_{\text{total purga}} = V_{\text{cil.}} + V_{\text{tronco de cono}} \rightarrow V_{\text{total purga}} = 17.64 [gal]$$

La tabla N°5.6 indica el volumen de purga de combustible para el tanque instalado en la planta y para el tanque propuesto.

Tabla N°5. 6 Purga según disposición de tanques.

Tanque	Vol. purga (gal)
horizontal	59.19
vertical	17.64

Al comparar el volumen de purga en el tanque horizontal (instalado) y el tanque vertical (propuesto) se observa que el volumen en este último tanque es tres veces menor al volumen de combustible que se purga.

## 5.1.2 SISTEMA DISTRIBUCIÓN DE VAPOR

### 5.1.2.1 Tanque de recuperación de revaporizado

La tabla N°4.27 establece que la pérdida de energía por revaporizado no recuperado es 3394193.60 Kwh al año que equivale 58124.81 USD/año.

Debido a la pérdida de energía y por lo tanto económica, que representa la falta de recuperación de revaporizado, proveniente de la descarga de las trampas de vapor del sistema. Este será un aspecto relevante a tratarse dentro de la evaluación técnica.

A continuación se procede a explicar de manera resumida la formación de revaporizado, así:

Primero, el condensado se descarga a través de las trampas de vapor; de alta a baja presión. Como resultado de esta caída de presión, gran cantidad de condensado será luego revaporizado y este es llamado como vapor flash o revaporizado.

Hay que recordar que el condensado así como tiene alto contenido energético es también agua tratada, ideal para ser usada como agua de alimentación a la caldera.

La proporción de revaporizado, se diferencia de acuerdo al nivel de reducción de presión entre el lado de vapor y condensado del sistema.

Si el vapor flash es recuperado y utilizado este obviamente tiene que ser separado del condensado. Esto se logra pasando la mezcla de vapor flash y condensado a través de un tanque de recuperación de revaporizado.

El tamaño del recipiente debe diseñarse para permitir una velocidad reducida para que la separación del vapor flash y condensado pueda ser conseguida adecuadamente.

La velocidad a la cual se consigue este objetivo es 10 ft/s para asegurar la separación apropiada según normas de ASHRAE.<sup>16</sup>

La figura N°5.4 indica la operación de un recipiente de recuperación de revaporizado.

---

<sup>16</sup> SPIRAX SARCO, 2000, "Design of Fluid Systems" ,Steam utilization, Allentown, pp.50-55

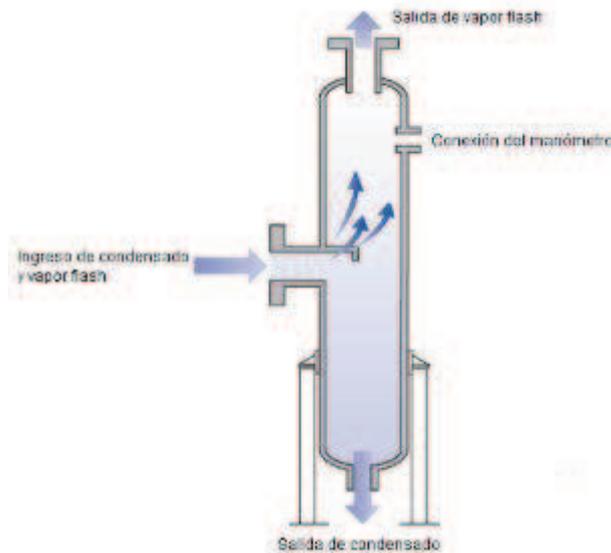


Figura N°5. 4 Recipiente de recuperación de revaporizado.

El condensado es recogido en el fondo del tanque flash, de donde es removido por una trampa de vapor, de allí debe ser llevado al tanque de condensado para de ahí junto con el agua de reposición adicionada se suministre a la caldera.

Además, el vapor flash que sale por la tubería de venteo (en fase de vapor) del tanque de recuperación de revaporizado; puede ser empleado para aplicaciones de proceso que requieran menor presión de uso.

Si el tanque flash es atmosférico o presurizado, el procedimiento para determinar su tamaño es el mismo. La dimensión más importante es el diámetro. Este debe ser lo suficientemente grande para proveer una adecuada separación del revaporizado y condensado.

Estos recipientes pueden ser horizontales o verticales. Los recipientes verticales son preferidos debido a su habilidad para proveer mejor separación entre el agua y el vapor.

La figura N°5.5 indica las configuraciones de los recipientes de recuperación de revaporizado, así como, algunas consideraciones para determinar sus dimensiones más importantes.<sup>17</sup>

<sup>17</sup> SPIRAX SARCO, 2000, "Design of Fluid Systems" ,Hooks Ups, Allentown, pp.42-44

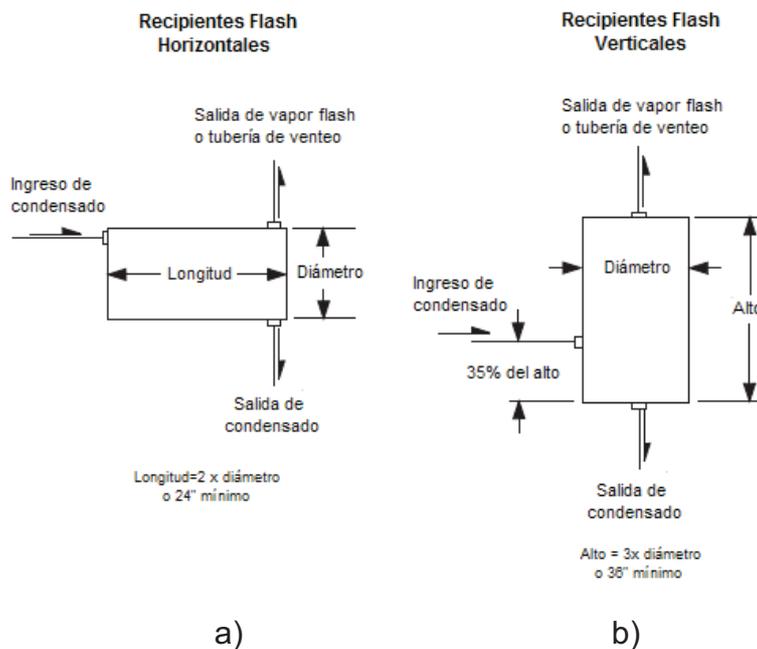


Figura N°5. 5 Configuraciones de los recipientes flash.

Con los valores nominales de descarga de condensado de cada trampa de vapor y considerando este por el factor de operación de cada una; se encontró el caudal de evacuación de condensado por trampa de vapor (**ANEXO B-III**). Este valor se multiplicó por el porcentaje de revaporizado, encontrándose la cantidad de revaporizado no recuperado.

Se analizan tres alternativas para determinar el número de tanques de vapor flash y para compensar cantidades elevadas de descarga de condensado especialmente en el arranque de los distintos equipos de consumo; se ha considerado un factor de seguridad del 30%.

De acuerdo con las dimensiones obtenidas de los tanques, se ha procedido a determinar la alternativa más adecuada según la disponibilidad de espacio para su instalación.

Además, se ha considerado una presión en los tanques de flasheo de 20 psig (presión recomendada para el diseño estos tanques) para la selección del diámetro del tanque de vapor flash.

En la tabla N°5.7 se identifican las tres alternativas consideradas para determinar el número de tanques de recuperación de revaporizado. La primera alternativa cuenta con un tanque de recuperación de revaporizado que es alimentado con el

condensado y vapor flash de todas las trampas de vapor que es transportado por la tubería 2-CON-002. La segunda alternativa cuenta con dos tanques. El condensado y vapor flash proviene de tres tuberías, 1-CON-002-1, 1-CON-002-2, 1-CON-002-3 y de la tubería  $\frac{3}{4}$ -CON-003 y de las trampas de vapor de unidades de mezcla agua-vapor, para el primer y segundo tanque respectivamente. La última alternativa cuenta con tres tanques. Al primer tanque ingresa el condensado y vapor flash de 1-CON-002-1, 1-CON-002-2, 1-CON-002-3. La tubería  $\frac{3}{4}$ -CON-003 suministra condensado al segundo tanque y el condensado de las trampas de vapor de unidades de mezcla agua-vapor ingresa al tercer tanque.

El **ANEXO E-II** indica las tuberías de condensado mencionadas en la explicación anterior.

Tabla N°5. 7 Alternativas para encontrar el número de tanques de recuperación de revaporizado.

		Procedencia de condensado y vapor flash al tanque:		
Alternativa I	1 tanque flash	2-CON-002		
Alternativa II	2 tanques flash	1-CON-002-1 1-CON-002-2 1-CON-002-3	$\frac{3}{4}$ -CON-003 y trampas de unidades mezcla agua-vapor	
Alternativa III	3 tanques flash	1-CON-002-1 1-CON-002-2 1-CON-002-3	$\frac{3}{4}$ -CON-003	trampas de unidades mezcla agua-vapor

En el

**ANEXO D-II** se indica el procedimiento seguido para las alternativas de la tabla anterior.

Para determinar el número de tanques de recuperación de revaporizado, se ha encontrado que la segunda alternativa es la mejor; por la disponibilidad de espacio físico para su instalación y por la disposición longitudinal que presenta la Planta. En la tabla N°5.8 se indican las dimensiones de los tanques de la figura N°5.5, para la alternativa recomendada.

Tabla N°5. 8 Alternativa recomendada.

tanque flash N°	Procedencia condensado y vapor flash	Revaporizado real lbm/h)	Diámetro pulg (mm)	Tubería de venteo (pulg)	Retorno de condensado (pulg)
1	1-CON-002-1 1-CON-002-2 1-CON-002-3	903.11	8 (203.2)	4	3
2	<sup>3</sup> / <sub>4</sub> -CON-003 y trampas de unidades mezcla agua-vapor	770.51	8 (203.2)	4	3

Según la alternativa recomendada, el tanque flash número uno, se encontrará ubicado en la zona de ahumado, detrás del horno HNHO1000 y estará alimentado por las trampas de vapor provenientes de los hornos, es decir por las tuberías 1-CON-002-1, 1-CON-002-2 y 1-CON-002-3. El vapor flash que sale de la tubería de venteo de este tanque, debe ser empleado para calentamiento de agua del tanque NTAG 1000, lo que traerá un ahorro económico en el combustible consumido por la caldera.

Es importante indicar, que el condensado que sale de este tanque flash debe retornar al tanque de condensado SNAG1000 ubicado en casa de fuerza, por una tubería de 3" de diámetro nominal.

El siguiente el tanque flash número dos, se encontrará ubicado en la casa de fuerza y se encontrará alimentado por la descarga de las trampas de las marmitas y de las unidades de mezcla agua-vapor. Al igual que el caso anterior, una posibilidad para emplear el vapor flash (fase vapor) puede ser en la flauta de calentamiento del tanque de condensado SNAG1000, lo cual también traerá un ahorro económico. El condensado también debe ser dirigido al tanque de condensado.

El plano de los dos tanques flash número 1 y número 2 se encuentra en el anexo **ANEXO E-VI**.

En el **ANEXO E-IX** se identifican la ubicación de los tanques flash y de las tuberías para cada uno de los tanques, así como la tubería de la descarga de las trampas de vapor de las unidades de mezcla.

El retorno de condensado desde el tanque flash número uno hasta el tanque de condensado con la presión de 20 psig considerada se realiza sin necesidad de empleo de una bomba. Caso contrario, se recomienda el empleo de una bomba de condensado sin energía eléctrica.

Algo que se debe considerar una vez que se han instalados los tanques de vapor flash, en cualquiera de las alternativas mencionadas anteriormente es que se hace necesario verificar que la capacidad del tanque de condensado sea la adecuada para el ingreso de mayor cantidad de condensado. Puesto que, aumentará la cantidad de retorno de condensado, así como su temperatura. Al incrementarse esta última; se debe asegurar que no existirá cavitación en el sistema dúplex de alimentación de agua a la caldera. Si existiera la posibilidad de cavitación, se debe aumentar la altura de succión de las bombas.

#### **5.1.2.2 Distribuidor de vapor**

La planta cuenta con un solo distribuidor de vapor que presenta los siguientes inconvenientes:

- a) Pierna colectora subdimensionada
- b) Incapacidad de cerrar líneas de vapor en equipos fuera de operación.

El primer inconveniente (a) será tratado con detenimiento en el numeral 5.1.2.4.1 de la siguiente sección.

El segundo inconveniente (b) ocasiona que la caldera genere vapor para equipos que se encuentren fuera de operación. Para solucionar este inconveniente se plantea la instalación de un segundo distribuidor de vapor que será colocado en el área de ahumado, como se indica en **ANEXO E-IX**.

La función principal de un distribuidor de vapor es coleccionar el vapor proveniente de una o más calderas y distribuirlo a los distintos puntos de consumo a una presión igual, es decir, el distribuidor de vapor actúa como un equalizador de suministro de presión a los equipos de consumo de las instalaciones de vapor.

Los distribuidores de vapor presentan distintas configuraciones dependiendo de su diseño, ya que estos pueden recibir el vapor de una o varias calderas al mismo

tiempo. Por lo general, un distribuidor de vapor es una tubería horizontal a la que se le suministra vapor por la parte superior y a la vez alimenta a tuberías principales de distribución en las que se colocan válvulas globo de pistón que permiten el cierre de la línea cuando no se requiere vapor.

La posición de la trampa de vapor en el distribuidor dependerá de la ubicación de la línea de alimentación de vapor. Si es por un costado, la trampa de vapor deberá colocarse en el lado opuesto y si su posición es por la parte central, se deberán colocar dos trampas de vapor en los extremos, figura N°5.6.

Es importante realizar el trampeo adecuado del distribuidor de vapor para eliminar sustancias que son arrastradas durante la generación de vapor como, partículas sólidas, químicos de tratamiento de agua, etc. Las trampas de vapor deben descargar grandes cantidades de condensado de manera rápida sobre todo en el arranque y ser resistentes al golpe de ariete.<sup>18</sup>

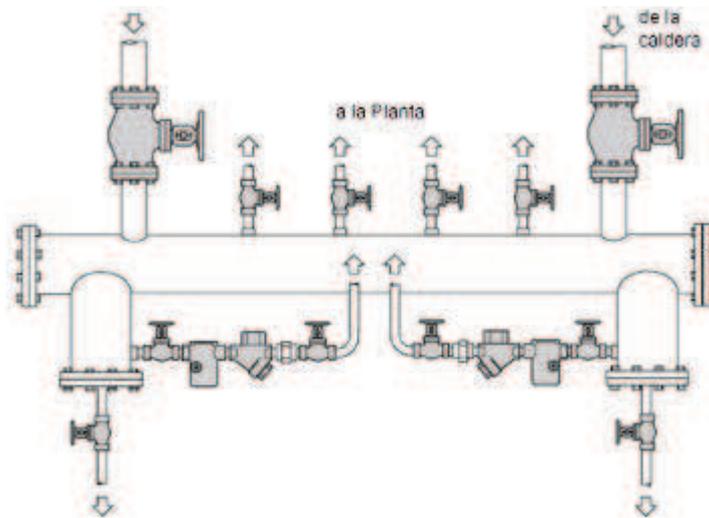


Figura N°5. 6 Distribuidor de vapor.

A continuación se presenta el procedimiento de dimensionamiento del distribuidor de vapor propuesto:

<sup>18</sup> ALMAGRO, E., 2008, "Curso de Ahorro de Energía en Sistemas de Distribución de Vapor", pp. 24-25

El criterio a emplearse para su dimensionamiento es de dos veces el área de la tubería de entrada, tabla N°5.9.

Tabla N°5. 9 Dimensionamiento del distribuidor de vapor.

	(pulg)	Superficie (m <sup>2</sup> /m)	Factor	Área equivalente (m <sup>2</sup> /m)
Diámetro de tubería de entrada	4	0.359	2	0.718

Selección de diámetro del distribuidor:

Diámetro (pulg)	Área equivalente (m <sup>2</sup> /m)
8	0.688
10	0.858

Por lo tanto el diámetro del distribuidor de vapor debe ser de 10" sch 80, su longitud dependerá del diámetro de los volantes de las válvulas de globo de pistón instaladas en las tuberías de alimentación a las marmitas con, hornos y al tanque de agua.

Las principales dimensiones del distribuidor se indican en el **ANEXO E-VIII**.

En el **ANEXO E-X** se encuentra la ubicación de los tanques de recuperación de revaporizado, distribuidor de vapor y cambios en las instalaciones de vapor.

### 5.1.2.3 Disminución de pérdida de agua por inmersión de productos en las marmitas

Si bien en el presente proyecto se ha realizado el cálculo de desperdicio de agua durante la inmersión de un solo producto, la solución que se plantea a continuación es igualmente aplicable para todos los demás productos cuya cocción se realiza en las marmitas.

Dicha solución, consiste en determinar la altura de agua dentro del módulo de la marmita para evitar desperdicio de agua, así:

Del cálculo realizado para mortadela de 4.2 kg/U se tiene que el volumen de agua desperdiciado es de 319.3 L y cada módulo tiene una capacidad de 750 L, entonces por diferencia de volúmenes; la cantidad de agua necesaria para la cocción de este producto es de 430 L. Tomando en cuenta las dimensiones

interiores del módulo en metros, se determina que la altura a la que debe llegar el agua para evitar desperdicio de la misma es de 407 mm.

Ahora se deberán realizar ensayos en función del valor encontrado para determinar la altura de agua con la que se tendrá menor desperdicio de agua durante la inmersión de productos.

Se debe tomar en cuenta que para este producto, se requiere menor cantidad de agua para su cocción y otros productos de menor peso requerirán de mayor cantidad de agua contenida en el módulo de las marmitas.

#### **5.1.2.4 Cambios en tuberías**

De las inspecciones realizadas a las instalaciones de vapor de la Planta, se ha logrado identificar que es necesario realizar las siguientes modificaciones en los arreglos de las tuberías de conducción de vapor y condensado.

##### *5.1.2.4.1 Pierna colectora en distribuidor de vapor*

Una pierna colectora es una desviación vertical en las tuberías que conducen vapor, que se ubican principalmente en distribuidores de vapor (al lado opuesto al ingreso de vapor) y en cambios de dirección de tuberías, figura N°5.7. Las funciones que realizan las piernas colectoras son las siguientes:

- a) Permite escapar al condensado por gravedad del rápido movimiento del vapor, evitando golpes de ariete.
- b) Almacenar condensado hasta que la presión diferencial lo pueda descargar a través de la trampa de vapor.

La pierna colectora debe ser dimensionada de manera adecuada, debido a que un subdimensionamiento de la misma, podría causar un efecto Venturi, donde la caída de presión arrastraría el condensado hacia afuera de la trampa de trampa de vapor.

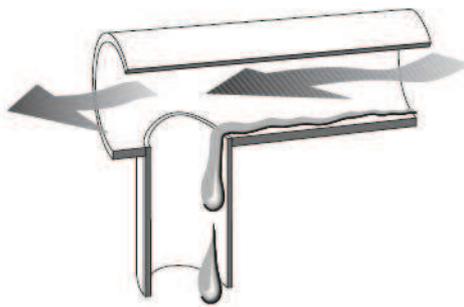


Figura N°5. 7 Pierna colectora.

En el distribuidor de vapor de la Planta (ver Fig. N°3.22), se encuentra una pierna colectora subdimensionada. Pudiendo producirse el efecto anteriormente mencionado, así como, arrastre de condensado en las líneas de vapor y su ingreso posterior a los equipos de consumo.

Refiérase al **ANEXO E-IX**, para revisar plano de pierna colectora de distribuidor de vapor.

#### *5.1.2.4.2 Tomas de vapor por la parte superior*

También conocidas como cuellos de ganso. Son tomas por la parte superior de las líneas principales para suministrar vapor a derivaciones o ramales; evitando que el condensado que se forma por la circulación de vapor llegue al equipo de consumo y al proceso.

En las figuras N°3.23 y N°3.25, se pueden observar los sitios en los cuales se requiere realizar arreglos en tuberías a manera de cuello de ganso.

#### *5.1.2.4.3 Fin de línea*

Cumple la función de coleccionar todo el condensado formado y arrastrado por el vapor por su trayecto de alimentación a los distintos ramales.

Siendo necesario colocarlo en el lugar mostrado en la Fig. N°3.25.

## **5.2 EVALUACIÓN ECONÓMICA**

Con los valores determinados en la evaluación técnica de la sección anterior, se procede a realizar la evaluación económica de las propuestas de ahorro de energía.

## 5.2.1 TRANSPORTE Y ALMACENAMIENTO DE COMBUSTIBLE

### 5.2.1.1 Aislamiento térmico de tuberías de conducción de bunker

Una vez que se ha calculado el ahorro anual de energía para distintos espesores de aislante térmico en la tuberías de conducción de bunker N°1, 2 y 3, tabla N°5.4.

A continuación se indica a manera de ejemplo de cálculo de ahorro económico, valor presente, valor actual neto para la tubería N°1.

Datos:

Para espesor de aislante = 0.25 [pulg]

ahorro anual de energía = 71010770.19 [kJ] (tabla N°5.4)

horas anuales de trabajo = 5808.55 [h]

P2=  $4.75688 \times 10^{-6}$  [USD/kJ] (tabla N°4.25)

$$\text{Ahorro económico} = \frac{71010770.19 \text{ kJ}}{\text{año}} \times \frac{4.75688 \times 10^{-6} \text{ USD}}{\text{kJ}} = 337.79 \left[ \frac{\text{USD}}{\text{año}} \right]$$

$$VP = A \left[ \frac{(1+i)^n - 1}{i(1+i)^n} \right]^{19} \quad [\text{ec. 5.16}]$$

Donde:

*VP* valor presente

*A* anualidad

$\left[ \frac{(1+i)^n - 1}{i(1+i)^n} \right]$  factor de valor presente de serie uniforme (FVPSU)

*i* tasa de descuento, se considerará la tasa máxima activa referencial para el segmento para el segmento productivo empresarial de 10.21% según la publicación del Banco Central del mes de Julio

*n* tiempo de vida del proyecto, 10 años

<sup>19</sup> Blank, L. y Tarquin, A., 2004, "Ingeniería Económica", 5ta. edición, Mc Graw Hill, México, pp. 59

$$FVPSU = \left[ \frac{(1 + 0.1021)^{20} - 1}{0.1021 \times (1 + 0.1021)^{10}} \right] \rightarrow FVPSU = 6.0895$$

$$VP = 337.79 \times 6.0895 \rightarrow VP = 2056.98 \text{ USD}$$

La tabla N°5.10 indica el costo del aislante térmico (lana de vidrio) considerado de espesor comercial con un recubrimiento de aluminio; que se encuentra en el mercado local.

Del análisis de precios, que incluye los rubros de costo de material e instalación, se tiene que la inversión inicial para el aislamiento térmico de lana de vidrio para la tubería N°1 es de 39.04 USD, como se muestra en la tabla N°5.11. La tabla incluye el cálculo de número de cañuelas necesarias en el rubro de costo de material, así como, el tiempo necesario para la instalación del aislante. En costo de instalación se planteo en función de precios en el mercado local.

Tabla N°5. 10 Costo por cañuela.

*Costo	8.75	(USD/cañuela)
espesor aislante	1	pulgada
longitud cañuela	0.91	m

Tabla N°5. 11 Análisis de precios para distintos espesores de aislante.

aislante	Costo material					Costo instalación					Inversión Inicial
	longitud (m) /cañuela	longitud tubería (m)	# cañuelas	*(USD /cañuela)	Total, C1 (USD)	longitud tubería (m)	Avance (m/h)	tiempo insta. (h)	Costo (USD/h)	Total, C2(USD)	(C1+C2) USD
¼"	0.91	10	11	2.19	24.04	10	10	1	15	15	39.04
½"	0.91	10	11	4.38	48.08	10	10	1	15	15	63.08
1"	0.91	10	11	8.75	96.15	10	10	1	15	15	111.15
1 ½"	0.91	10	11	13.13	144.23	10	10	1	15	15	159.23
2"	0.91	10	11	17.50	192.31	10	10	1	15	15	207.31
2 ½"	0.91	10	11	21.88	240.38	10	10	1	15	15	255.38
3"	0.91	10	11	26.25	288.46	10	10	1	15	15	303.46

\*costo proporcional de tabla N°5.8

Con la inversión inicial y el valor presente se determinó el valor actual neto con la siguiente expresión matemática:

$$VAN = -I_0 + VP \quad [\text{ec. 5.17}]$$

Donde:

**VAN** valor actual neto

**$I_0$**  inversión inicial

**VP** valor presente

$$VAN = -39.04 + 2056.98 \rightarrow VAN = 2017.94$$

La tasa interna de retorno TIR, puede ser determinada por aproximaciones sucesivas hasta obtener una tasa descuento en la cual el VAN sea nulo o empleando una fórmula matemática de la hoja de cálculo en función del flujo de efectivo. En el presente proyecto, por facilidades de cálculo se empleará la última fórmula descrita.

Para la selección del espesor óptimo de aislamiento para las tres tuberías en estudio, se lo ha realizado considerando el valor mayor del VAN obtenido, tabla N°5.12.

Tabla N°5. 12 Tabla resumen para determinar el espesor de aislamiento óptimo en la tubería N°1.

aislante	Ahorro Anual de Energía		Ahorro Económico Anual	Inv. Inicial	VAN
	(kJ)	(kWh)	(USD)	(USD)	(USD)
1/4"	71010770.19	19725.21	337.79	39.04	2017.94
1/2"	71869234.34	19963.68	341.87	63.08	2018.77
1"	72333978.18	20092.77	344.08	111.15	1984.16
1 1/2"	72477829.37	20132.73	344.77	159.23	1940.25
2"	72553105.00	20153.64	345.13	207.31	1894.35
2 1/2"	72589523.58	20163.76	345.30	255.38	1847.33
3"	72612402.79	20170.11	345.41	303.46	1799.91

En la fig. N°5.8 se observa que a medida que aumenta el espesor de aislamiento en la tubería N°1, el valor actual neto disminuye.

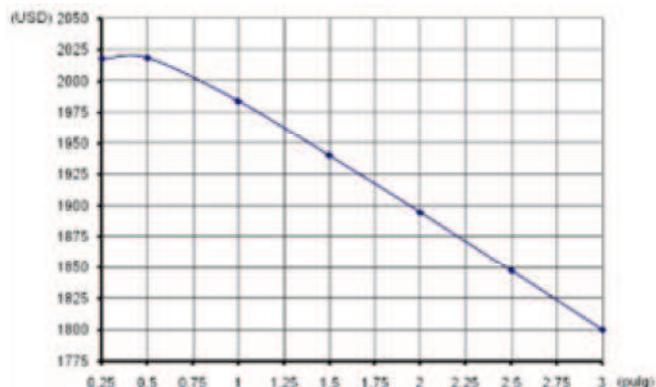


Figura N°5. 8 Valor actual neto en función del espesor de aislante (tubería N°1).

Del análisis de la tabla N°5.12, se observa que el mayor valor del VAN se presenta para el espesor de 1/2", por lo tanto este es el espesor de aislamiento óptimo. Pero en el mercado solo es posible encontrar cañuela de espesor de 1" y su disminución de espesor o decapado no es recomendable porque las pequeñas fibras de vidrio causarían daños en la salud. Entonces, por esta razón se escogerá el aislante de 1" de espesor.

En las siguientes tablas (5.13 y 5.14) se presentan los resultados obtenidos para encontrar el espesor de aislamiento óptimo de las tuberías N°2 y 3, respectivamente.

Tabla N°5. 13 Tabla resumen para determinar el espesor de aislamiento óptimo en la tubería N°2.

aislante	Ahorro Anual de Energía		Ahorro Económico Anual	Inv. Inicial	VAN
	(kJ)	(kWh)	(USD)	(USD)	(USD)
¼"	78767175.34	21879.77	374.69	54.65	2227.01
½"	80412219.63	22336.73	382.51	88.31	2241.01
1"	81349185.43	22597.00	386.97	155.62	2200.84
1 ½"	81643489.23	22678.75	388.37	222.92	2142.06
2"	81779477.64	22716.52	389.02	290.23	2078.69
2 ½"	81855315.43	22737.59	389.38	357.54	2013.58
3"	81903037.04	22750.84	389.60	424.85	1947.65

Tabla N°5. 14 Tabla resumen para determinar el espesor de aislamiento óptimo en la tubería N°3.

Ahorro Anual de Energía	Ahorro Económico Anual	Inv. Inicial	VAN
-------------------------	------------------------	--------------	-----

(kJ)	(kWh)	(kWh)	(USD)	(USD)	(USD)
¼"	36222084.64	10061.69	172.30	54.65	994.60
½"	36946119.62	10262.81	175.75	88.31	981.92
1"	37372999.77	10381.39	177.78	155.62	926.97
1 ½"	37514472.43	10420.69	178.45	222.92	863.76
2"	37581283.51	10439.25	178.77	290.23	798.39
2 ½"	37619427.31	10449.84	178.95	357.54	732.19
3"	37643736.39	10456.59	179.07	424.85	665.59

Para las tuberías 1 y 2 el espesor óptimo de aislamiento encontrado con el VAN, es decir, el espesor en el cual existe el mayor ahorro de energía traído a valor presente con la menor inversión inicial es de ½" y el espesor óptimo para la tubería 3 es de ¼". Pero debido a que en el mercado local el menor espesor de aislante disponible es de 1", entonces se escoge este espesor para aislar las tres tuberías.

En el **ANEXO D-III** se indican las tablas de análisis de precios de aislante e instalación para las tres tuberías y su evaluación económica para determinar el espesor de aislamiento óptimo.

### 5.2.1.2 Tanque diario de bunker

Con los valores de volumen de purga determinados para el tanque horizontal y vertical, tabla N°5.6. A continuación se realiza su evaluación económica siguiendo la recomendación de una purga diaria del tanque.

En la pérdida económica anual por purga se ha considerado 242 días de trabajo al año, son los que en promedio trabaja la planta.

El ahorro anual por el cambio a un tanque diario vertical, es por la diferencia entre las pérdidas económicas en el tanque horizontal y vertical, tabla N°5.15.

Tabla N°5. 15 Ahorro económico anual por cambio de disposición de tanque.

Tanque	V(GAL/día)	(USD/GAL)	(USD/día)	Pérdida Anual (USD)
--------	------------	-----------	-----------	---------------------

horizontal	59.19	0.7131	42.2092	10215.59
vertical	17.64	0.7131	12.5761	3043.71
			Ahorro anual	7171.88

Dentro del análisis de costos para esta propuesta, se consideró el aislamiento térmico del tanque diario con el mismo espesor que existe en el tanque actual, es decir, 2". El aislante considerado es manta de fibra cerámica de 7620 x 610 mm, la cotización de este aislante, así como, la del tanque vertical propuesto se indica en el **ANEXO D-IV**.

Los costos considerados para el cambio de tanque, se indican en la siguiente tabla.

Tabla N°5. 16 Inversión inicial para cambio de tanque.

TANQUE	COSTO AISLANTE				COSTO MANO DE OBA			Inversión Inicial (C1+C2+C3)
	# mantas	(USD/manta)	(USD)	Total, C2 (USD)	tiempo(h)	Costo(USD/h)	Total, C3 (USD)	
1118	2	126.00	252.00	252.00	6	15	90	1460.00

## 5.2.2 SISTEMA DE DISTRIBUCIÓN DE VAPOR

### 5.2.2.1 Tanque de recuperación de revaporizado y distribuidor de vapor

El análisis económico para la implantación de dos tanques para recuperación del revaporizado y un distribuidor de vapor, se realiza considerando los rubros que se indican en la tabla N°5.17 para esta oportunidad de ahorro de energía.

Los valores económicos de estos rubros, así como los correspondientes para la instalación de las tuberías de 3", 1/2" y aislante térmico, que se indican en la tabla 5.18 y 5.19, respectivamente; han sido determinados en función del análisis de los costos del mercado local.

Tabla N°5. 17 Rubros para la inversión inicial de los tanques de recuperación de revaporizado y distribuidor de vapor.

N°	RUBRO	Cantidad	USD/U	USD
1	Tanque flasheo N°1	1		1500.00
2	Tubería 3" sch40 50m		19.86	993.00
3	Instalación tubería 3" sch40 50m			5400.00
4	Aislante térmico e instalación			1091.48
5	Tubería 3" sch40 70m		19.86	1390.20
6	Instalación tubería 3" sch40 70m			7560.00
7	Aislante térmico e instalación			1528.00
8	Tanque flasheo N°2	1		1500.00
9	Tubería 1/2" sch40 77m		2.62	201.74
10	Instalación tubería 1/2" sch40 77m			10395.00
11	Aislante térmico e instalación			789.25
12	Distribuidor de vapor	1		1500.00
13	Válv. KVNIIDN25	2	230	460.00
14	Válv. KVNIIDN100	2	336	672.00
15	Trampas de vapor	3	500	1500.00
			TOTAL	45260.25

Tabla N°5. 18 Rubro de instalación de tuberías.

Instalación	L(m)	avance(m/h)	tiempo(h)	costo(USD/h)	Total (USD)
tubería 3" 50m	50	4	200	27	5400
tubería 3" 70 m	70	4	280	27	7560
tubería 1/2" 77m	77	5	385	27	10395
TOTAL	197	13	865	81	23355

Tabla N°5. 19 Aislante térmico e instalación.

tubería	Costo material					Costo instalación					TOTAL
	longitud (m) /cañuela	longitud tubería (m)	# cañuelas	*(USD /cañuela)	Total, C1 (USD)	longitud tubería (m)	Avance (m/h)	tiempo insta. (h)	Costo (USD/h)	Total, C2(USD)	(C1+C2) USD
3"	0.91	50	55	18.50	1016.48	50	10	5	15	75	1091.48
3"	0.91	70	77	18.50	1423.08	70	10	7	15	105	1528
1/2"	0.91	77	85	8.75	673.75	77	10	7.7	15	115.50	789.25

### 5.2.3 FLUJO DE EFECTIVO DE LAS OPORTUNIDADES DE AHORRO DE ENERGÍA PLANTEADAS

Con los datos calculados de inversión inicial, ahorro de energía y económico de las oportunidades descritas en la sección anterior, tabla N°5.20. En esta sección

se desarrolla el flujo de efectivo para las oportunidades de ahorro de energía planteadas, durante el tiempo de vida del proyecto de diez años, tabla N°5.21.

Tabla N°5. 20 Ahorro energético y económico.

a) Aislamiento térmico de la tubería N°1

Espesor (pulg)	Inv. Inicial (USD)	Pérdida económica anual (USD)	Ahorro anual de energía (kwh)	Ahorro económico anual (USD)
1	111.15	1.76	20092.77	344.08

b) Aislamiento térmico de la tubería N°2

Espesor (pulg)	Inv. Inicial (USD)	Pérdida económica anual (USD)	Ahorro anual de energía (kwh)	Ahorro económico anual (USD)
1	155.62	3.57	22597.00	386.97

c) Aislamiento térmico de la tubería N°3

Espesor (pulg)	Inv. Inicial (USD)	Pérdida económica anual (USD)	Ahorro anual de energía (kwh)	Ahorro económico anual (USD)
1	155.62	1.79	10381.39	177.78

d) Tanques de recuperación de revaporizado y distribuidor de vapor

Factor de recuperación	0.8	
Ahorro anual	(KJ)	9775277581.5038
	(kWh)	2715354.8838
	(USD)	46499.85
Pérdida anual	(KJ)	2443819395.3760
	(kWh)	678838.7209
	(USD)	11624.9617
Inversión Inicial	(USD)	45260.25

e) Cambio de tanque diario de bunker

Inversión Inicial (USD)	Pérdida económica anual (USD)	Ahorro económico anual (USD)

1460.00	3043.71	7171.88
---------	---------	---------

Determinando la suma del valor presente VP de los ingresos y egresos, se calcula la relación beneficio/costo  $B/C^{20}$ . La tabla N°5.22 indica la tasa interna de retorno TIR y la suma de VP de los ingresos y egresos.

---

<sup>20</sup> Blank, L. y Tarquin, A., 2004, "Ingeniería Económica", 5ta. edición, Mc Graw Hill, México, pp. 327

Tabla N°5. 21 Flujo de efectivo de las propuestas de ahorro de energía planteadas.

Rubros	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
<b>Ingresos</b>											
1) Ahorro económico aislando tubería 1	0.00	344.08	344.08	344.08	344.08	344.08	344.08	344.08	344.08	344.08	344.08
2) Ahorro económico aislando tubería 2	0.00	386.97	386.97	386.97	386.97	386.97	386.97	386.97	386.97	386.97	386.97
3) Ahorro económico aislando tubería 3	0.00	177.78	177.78	177.78	177.78	177.78	177.78	177.78	177.78	177.78	177.78
4) Ahorro económico al instalar tanques flash y distribuidor de vapor	0.00	46499.85	46499.85	46499.85	46499.85	46499.85	46499.85	46499.85	46499.85	46499.85	46499.85
5) Ahorro económico por cambio tanque diario de bunker	0.00	3043.71	3043.71	3043.71	3043.71	3043.71	3043.71	3043.71	3043.71	3043.71	3043.71
<b>Ingresos Netos (A)</b>	0.00	50452.38	50452.38	50452.38	50452.38	50452.38	50452.38	50452.38	50452.38	50452.38	50452.38
<b>Egresos</b>											
*Combustible para la caldera	34357.16	34357.16	34357.16	34357.16	34357.16	34357.16	34357.16	34357.16	34357.16	34357.16	34357.16
1) Inversión inicial para aislar tubería 1	111.15	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
2) Inversión inicial para aislar tubería 2	155.62	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
3) Inversión inicial para aislar tubería 3	155.62	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
4) Inversión inicial para tanques flash y distribuidor de vapor	45260.25	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
5) Inversión inicial para cambio tanque diario de bunker	1460.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
<b>Egresos Netos (B)</b>	81499.79	34357.16	34357.16	34357.16	34357.16	34357.16	34357.16	34357.16	34357.16	34357.16	34357.16
<b>Flujo de Efectivo (A-B)</b>	(81499.79)	16095.23	16095.23	16095.23	16095.23	16095.23	16095.23	16095.23	16095.23	16095.23	16095.23

\*datos del 2008 hasta Julio

Tabla N°5. 22 TIR y relación B/C.

Año	Ingresos Netos (A)	Egresos Netos (B)	Flujo Efectivo FE (A-B)	FVPSU	VP Ingresos	VP Egresos
0	0.00	81499.79	(81499.79)	1.0000	0.00	81499.79
1	50452.38	34357.16	16095.23	0.9074	45778.41	31174.27
2	50452.38	34357.16	16095.23	1.7307	87315.85	59460.51
3	50452.38	34357.16	16095.23	2.4777	125005.20	85126.27
4	50452.38	34357.16	16095.23	3.1555	159202.96	108414.33
5	50452.38	34357.16	16095.23	3.7705	190232.60	129544.95
6	50452.38	34357.16	16095.23	4.3286	218387.61	148718.00
7	50452.38	34357.16	16095.23	4.8349	243934.30	166114.83
8	50452.38	34357.16	16095.23	5.2944	267114.31	181900.00
9	50452.38	34357.16	16095.23	5.7113	288146.90	196222.81
10	50452.38	34357.16	16095.23	6.0895	307231.00	209218.73
		TIR	14.8%	SUMA	1932349.13	1397394.47

Realizando la división correspondiente se obtiene que B/C es de 1.4.

La siguiente tabla indica el VAN de las propuestas planteadas.

Tabla N°5. 23 VAN.

Año	FE	FVPSU	VAN	VAN acumulado
0	(81499.79)	1.0000	(81499.7931)	(81499.7931)
1	16095.23	0.9074	14604.1435	(66895.6496)
2	16095.23	1.7307	27855.3399	(39040.3097)
3	16095.23	2.4777	39878.9279	838.6182
4	16095.23	3.1555	50788.6348	51627.2530
5	16095.23	3.7705	60687.6521	112314.9051
6	16095.23	4.3286	69669.6113	181984.5164
7	16095.23	4.8349	77819.4700	259803.9864
8	16095.23	5.2944	85214.3150	345018.3014
9	16095.23	5.7113	91924.0918	436942.3932
10	16095.23	6.0895	98012.2660	534954.6591
			534954.6591	

El periodo de recuperación de la inversión se determina de la interpolación lineal del VAN acumulado. Así, se obtiene que el periodo de recuperación de la inversión es de 2.56 años.

Con el resultado del VAN positivo obtenido (tabla N°5.23) y con una relación B/C de 1.4 (mayor a uno) se concluye que las propuestas de ahorro de energía son económicamente viables.

En el **ANEXO D-IV** se encuentran las cotizaciones del aislante térmico para las tuberías de conducción de bunker, así como, de las tuberías para la recuperación de revaporizado.

### **5.3 CLASIFICACIÓN DE LAS OPORTUNIDADES DE AHORRO ENERGÉTICO**

Todas las oportunidades de ahorro de energía encontradas en el presente proyecto, han sido clasificadas dentro de tres criterios, así: modificaciones con y sin inversión y oportunidades que requirieren mayor valoración.

#### **5.3.1 MODIFICACIONES QUE NO REQUIEREN INVERSIÓN**

Se refieren a propuestas que para su realización requieren planificación. Se las puede realizar con materiales que se encuentran en la bodega y con personal propio. Se tienen las siguientes modificaciones:

- Cambios en instalaciones de vapor, descrito en 5.1.2.4
- Revisión de puntos calientes, se ubican en **ANEXO E-IV**
- Disminución de pérdida de agua en inmersión de productos en marmitas, descrito en 5.1.2.3

#### **5.3.2 OPORTUNIDADES QUE REQUIEREN INVERSIÓN**

Son oportunidades de ahorro de energía estudiadas; en las cuales se ha realizado el análisis económico correspondiente. En este grupo se encuentra: la instalación de dos tanques de recuperación de revaporizado, aislamiento térmico en tuberías de bunker y cambio del tanque diario, tabla N°5.24.

Tabla N°5. 24 Oportunidades de ahorro de energía con inversión.

N°	Oportunidad de Ahorro de Energía	Ahorro de Energía Anual		Ahorro Económico Anual	Inversión Inicial
		kJ	kWh	USD	USD
1	Tanques de revaporizado y distribuidor	9775277581.50	2715354.88	46499.85	45260.25
2	Aislamiento de tubería N°1	72333978.18	20092.77	344.08	111.15
3	Aislamiento de tubería N°2	81349185.43	22597.00	386.97	155.62
4	Aislamiento de tubería N°3	37372999.77	10381.39	177.78	155.62
5	Cambio de tanque diario de bunker			7171.88	1460.00
TOTAL		9966333744.88	2768426.04	54580.56	47002.64

### 5.3.3 OPORTUNIDADES QUE REQUIEREN MAYOR VALORACIÓN

Estas oportunidades requieren una mayor valoración para su implantación. Es importante resaltar que el ahorro energético y económico que se obtendría si se aplican estas oportunidades es importante, tal como se ha demostrado en su análisis técnico. En este grupo están:

- Rediseño del serpentín de calentamiento de bunker. Se requiere dimensionar todo el sistema de calentamiento (serpentín, pierna colectora, trampa de vapor y control automático) en función de la temperatura que el combustible debe alcanzar para que su viscosidad sea la adecuada para ser suministrado al tanque diario.
- Cambio de unidades de mezcla agua-vapor por otro sistema de calentamiento de agua que permita el retorno del condensado. Es necesario efectuar un análisis en cual se determine el porcentaje por hora de trabajo de estas unidades, para poder determinar el flujo anual de vapor consumido y convertirlo en unidades monetarias de pérdidas anuales. Se ha estimado, con la fórmula de consumo de vapor proporcionada por el fabricante que cada unidad consume 157.5 kgv/h para elevar la temperatura del agua en el rango de 65 a 71°C. Es decir, que 157.5kgv/h no retornan como condensado una vez que se ha producido la transferencia de energía al agua.

## 5.4 RESUMEN

En el presente estudio de auditoría energética del sistema de vapor se han identificado oportunidades de ahorro de energía, que se han clasificadas en tres criterios. Dichas oportunidades de ahorro de energía se muestran en la tabla N°5.25.

Tabla N°5. 25 Oportunidades de ahorro de energía identificadas.

Criterio de clasificación	Oportunidad de ahorro de energía
1. Modificaciones sin inversión	-Cambios en instalaciones de vapor -Revisión de puntos calientes -Disminución de pérdida de agua en marmitas
2. Oportunidad con inversión	-Tanques de recuperación de revaporizado y distribuidor de vapor -Aislamiento térmico en tuberías de conducción de bunker -Cambio de tanque diario de bunker
3. Oportunidades que requieren mayor valoración	-Rediseño del serpentín de calentamiento de bunker -Cambio de unidades de mezcla agua-vapor

Con las propuestas planteadas, entonces las pérdidas energéticas esperadas en el sistema de vapor se presentan en la tabla N°5.26.

Tabla N°5. 26 Panorama esperado después de implantación de oportunidades de ahorro de energía recomendadas.

Pérdidas en:	Pérdidas anuales de energía (kJ)	Pérdidas anuales de energía (kWh)	Costo(USD/kJ)	Pérdidas económicas anuales (USD)
vapor flash no recuperado	2443819395.38	678838.72	4.75688E-06	11624.96
tuberías de vapor	219730418.15	61036.23	4.75688E-06	1045.23
tub. conducción bunker	1497811.92	416.06	4.75688E-06	7.12
tuberías de condensado	57404505.60	15945.70	4.75688E-06	273.07
serp. calen. bunker	17784037.54	4940.01	4.75688E-06	84.60
tanque diario de bunker				3043.71
TOTAL	2740236168.58	761176.71		16078.69

Es decir con una inversión total de 47002.64 USD se logra una reducción de las pérdidas anuales en el sistema de vapor y combustible de 69166.37 USD anuales, esto asumiendo un porcentaje conservador de recuperación de revaporizado del 80%.

## **CAPITULO 6.**

### **INFORME DE LA AUDITORÍA ENERGÉTICA DE LA CALDERA Y EL SISTEMA DE DISTRIBUCIÓN DE VAPOR**

#### **6.1 INTRODUCCIÓN**

El propósito de este proyecto es optimizar el uso de la energía en el sistema de vapor: la caldera y distribución de vapor para la Planta de Elaborados y Embutidos de PRONACA, mediante la aplicación de una auditoría energética preliminar y detallada empleando los principios de Termodinámica y ahorro energético.

Las oportunidades de ahorro de energía se enfocan en la reducción de consumo de energía, haciendo más eficiente la generación, distribución y consumo de vapor.

Por lo tanto, es necesario implantar las propuestas recomendadas y empezar un programa de administración de energía en el sistema de vapor que comprendería el seguimiento completo de las propuestas hasta su implantación, verificación de reducción de energía, ahorro económico conseguido, continuación con el estudio de propuestas que lo requieren y análisis técnico-económico de nuevas oportunidades de ahorro. Todo enfocado en la reducción de consumo de energía con el consecuente ahorro económico y disminución de emisiones de los gases de combustión, poniendo especial atención a la reducción de dióxido de carbono.

Para el programa de administración de energía en el sistema de vapor de la Planta de Elaborados y Embutidos de PRONACA, este proyecto constituye la línea base, es decir, la condiciones iniciales de pérdidas anuales de energía en la caldera y sistema de distribución de vapor y el panorama esperado con la aplicación de las propuestas planteadas.

## 6.2 RESUMEN EJECUTIVO

La Auditoría Energética de la Caldera y el Sistema de Distribución de Vapor de la Planta de Elaborados y Embutidos de PRONACA se ha realizado con un comodato de equipos de diagnóstico energético a la Escuela Politécnica Nacional del Ministerio de Electricidad y Energía Renovable. Los equipos comprenden: cámara termográfica (1), detector ultrasónico de trampas de vapor (1), medidor de flujo térmico (1), higrotermoanemómetro (1) y medidor de flujo por efecto Doppler (1).

Se ha encontrado que en las circunstancias actuales las pérdidas de energía ascienden a 4977878.60 kwh/año lo que en términos monetarios equivale a 85245.06 USD/año.

Se determinaron oportunidades de ahorro de energía en el sistema de vapor que se han clasificado bajo los siguientes criterios que a continuación se explican:

El primer criterio, se refiere a modificaciones sin inversión. Son cambios en las instalaciones de vapor que no requieren una inversión elevada y que pueden ser realizadas con materiales que se encuentran en la bodega y con el personal propio de la Planta. Así por ejemplo, para disminuir el desperdicio de agua durante la inmersión de productos en las marmitas se plantea establecer un nivel de agua promedio en los módulos de las marmitas. Se ha calculado que el nivel de agua adecuado para evitar pérdida de agua en la inmersión de la mortadela de 4.2kg/u es de 430L que corresponde a una altura de 407 mm en la marmita HNMA4000 módulo 2. El costo estimado por pérdida de agua en la inmersión es de 0.21 centavos de dólar, considerando el costo del metro cúbico de agua para el sector industrial que establece la Empresa Metropolitana de Alcantarillado y Agua Potable de Quito.

El segundo criterio considera oportunidades de ahorro con inversión. Con estas oportunidades, se espera un ahorro económico anual de 54580.56 USD.

La oportunidad de ahorro de energía más importante es la recuperación de revaporizado proveniente de las trampas de vapor, mediante dos tanques de recuperación. Se realizó el estudio de tres alternativas para encontrar el número

de tanques de recuperación de revaporizado y la más adecuada es la colocación de dos tanques. El primer tanque ubicado en la zona de ahumado y el otro en casa de fuerza. Con estos dos tanques se logrará recuperar la mayor cantidad de revaporizado y emplearlo para calentamiento de agua y condensado; que actualmente se realiza con vapor generado por la caldera. Esta oportunidad también plantea la colocación de un distribuidor de vapor, que posibilitará cerrar las líneas de alimentación de vapor a aquellos equipos que no se encuentren en uso como marmitas y hornos. Esto permitirá que no se genere vapor innecesario en equipos que no se encuentren en operación.

Con una inversión total de 47002.64 USD se logra una reducción de las pérdidas anuales en el sistema de vapor de 69166.37 USD, esto asumiendo un porcentaje conservador de recuperación de revaporizado del 80%.

También, han sido planteadas oportunidades de ahorro energético que requieren mayor valoración para su implantación, como el estudio para el cambio de las unidades de mezcla agua-vapor por un intercambiador de calor.

Una propuesta que no dejarse de lado, aunque el valor de pérdida anual de energía sea pequeño es el rediseño del sistema de calentamiento de bunker del tanque nodriza. El serpentín actual presenta pérdidas de energía que han sido evaluadas en la presente auditoria energética y también provoca la evaporación de combustible que no sido evaluado y no ha sido considerado en las mediciones diarias de existencia de combustible llevados a cabo en la Planta. Por lo que se recomienda poner especial atención para estudios posteriores.

Se plantea el cambio del tanque diario de bunker horizontal por uno vertical, debido a que en el primero, las pérdidas anuales por el combustible que se pierde en purgas diarias es de 10215.59 USD. La inversión a realizarse por un tanque vertical sería de 1460 USD y el ahorro anual por su cambio asciende a 7171.88 USD/año. Pudiéndose emplear el tanque horizontal en una propuesta de ahorro de energía planteada.

Todas las oportunidades de ahorro de energía planteadas, apuntan a una reducción del consumo de combustible. Por lo tanto un procedimiento de medición de consumo de combustible adecuado es necesario para realizar el seguimiento

del ahorro económico que se consigue con estas oportunidades, antes y después de la implantación de estas oportunidades de ahorro energético.

### **6.3 DESCRIPCIÓN DE LA INSTALACIÓN**

La Planta de elaborados y Embutidos de PRONACA es un centro de operaciones donde se da valor agregado a la producción de productos cárnicos, esto es, elaboración de embutidos y productos listos para ser consumidos en el mercado.

Se elaboran 256 items, clasificados en cuatro grupos, como son: pastas finas, productos congelados cocidos, productos horneados y jamones.

La etapa de cocción constituye una parte fundamental de todo su proceso productivo, ya que en esta se garantizará que el producto obtenido cumplirá con todas las propiedades de inocuidad para su consumo.

El área de toda la Planta es de 3901.8 m<sup>2</sup>, se encuentra construida con paredes de bloque y con una cubierta de losa. Los pisos son de concreto y posee canales de recolección de agua.

La Planta se encuentra dividida en trece sectores; cada uno cuenta con su respectivo código establecido por requerimientos de organización de la Planta.

La Planta de Elaborados y Embutidos, trabaja en tres turnos según se indica en la tabla N°6.1.

Tabla N°6. 1 Turnos de trabajo en la Planta de Elaborados y Embutidos de PRONACA.

Turno	Inicio	Fin
1ro.	05:00	14:00
2do.	13:00	21:00
3ro.	21:00	05:00

La generación de vapor saturado que se emplea en equipos de consumo para cocción de productos y calentamiento de agua. Se lo realiza con una caldera pirotubular, cuyas especificaciones se muestran en la tabla N°6.2.

Tabla N°6. 2 Especificaciones de la caldera de la Planta de Elaborados y Embutidos de PRONACA.

Marca	CLEAVER BROOKS	
Modelo	CB600-150	
Tipo	Piro tubular	
Capacidad	150 BHP	
Condiciones de Operación	100psig	
Requerimientos Eléctricos	Suministro Principal	220 V, 60 HZ, 3 PH
	Motor del soplador	10 HP
	Calentador de bunker	5 KW
Dimensiones	Largo	4500 mm
	Diámetro	1620 mm
Espesor del aislante	52 mm	
Tipo de aislante	Lana de vidrio	

Con las mediciones y cálculos realizados se ha determinado el balance térmico de la caldera, según normas Europeas, después del mantenimiento anual. Este balance se muestra en la tabla N°6.3.

Tabla N°6. 3 Balance térmico de la caldera después del mantenimiento anual.

a) Información Preliminar

Empresa:	Planta de Elaborados y Embutidos de PRONACA		
Tipo/Marca:	Piro tubular/ CLEAVER BROOKS	Año:	1993
Capacidad nominal:	150 BHP		

b) Resultados del Balance Térmico

Magnitud	Notación	Unidad	*Valor
Coef. Exceso de aire a la salida		%	40
Fracción de ceniza volante			0
Calor disponible	Qd	KJ/kg	40602.32
a) Pérdidas de calor sensible con los gases de salida	q2	%	7.43
b) Pérdida por combustión incompleta	q3	%	0.27
c) Pérdidas por combustible no quemado	q4	%	0
d) Pérdidas por convección y radiación	q5	%	1.74
e) Pérdidas de calor físico con los residuos del horno	q6	%	0
f) Pérdidas por purgas	q7	%	2.79

Suma Total de Pérdidas	Suma qp	%	12.22
Eficiencia bruta por balance indirecto	$\eta_i$	%	87.78

\*a condiciones normales de operación de la caldera.

Es importante resaltar que el valor calculado de la eficiencia de transformación de energía en la caldera, es considerablemente bueno en relación al tiempo de operación del generador y demuestra el adecuado programa de mantenimiento y tratamiento de agua llevado a cabo en los últimos años.

#### **6.4 ANÁLISIS DEL COSTO DE ENERGÍA CONSUMIDO**

La información suministrada por la planta para la realización de esta auditoría energética, con respecto al consumo de combustible de la caldera corresponde a mediciones realizadas en el tanque de mayor almacenamiento, llamado nodriza SSAB1000 de 20938 galones.

En dichas mediciones, se determina la altura del nivel de bunker, la misma que después es convertida en volumen considerando que 1 cm medido equivale a 100 galones de bunker. Como se puede apreciar, la medida que se realiza es basta y una pequeña variación en la apreciación de la medida significaría una variación considerable en el volumen existente y consumo de bunker.

Estas mediciones se realizan una vez al día, sin realizar la corrección de volumen por variación de temperatura a condiciones estándar, es decir, a 60°F y 14.7 psia. Por este motivo la información presentada en las tablas siguientes consiste en datos de volumen y no de energía.

Además, se considerará para la comparación de combustible consumido hasta los meses de Julio de los últimos tres años, puesto que la recopilación de información se ha realizado hasta el 17 de Agosto del 2008.

Asimismo, para la comparación de incremento económico de la compra de combustible para la caldera se realiza con un precio amortizado de compra de 0.7131 \$ por galón de bunker.

Es necesario mencionar también, que por las características de diseño del serpentín de calentamiento de bunker del tanque nodriza de bunker; en este se

presentan pérdidas considerables del combustible por evaporación que tampoco son consideradas; ni en las mediciones diarias, ni en la conversión de unidades correspondiente.

Tabla N°6. 4 Consumo de combustible de la caldera hasta el mes de Julio del 2006 al 2008.

Año	Mes	GAL	Año	GAL	Año	GAL
2006	1	5900	2007	6200	2008	8680
2006	2	5500	2007	4300	2008	5800
2006	3	5854	2007	6300	2008	5700
2006	4	5183	2007	5700	2008	7100
2006	5	6248	2007	6700	2008	6100
2006	6	6100	2007	6700	2008	6800
2006	7	5224	2007	6100	2008	8000
TOTAL		40009		42000		48180

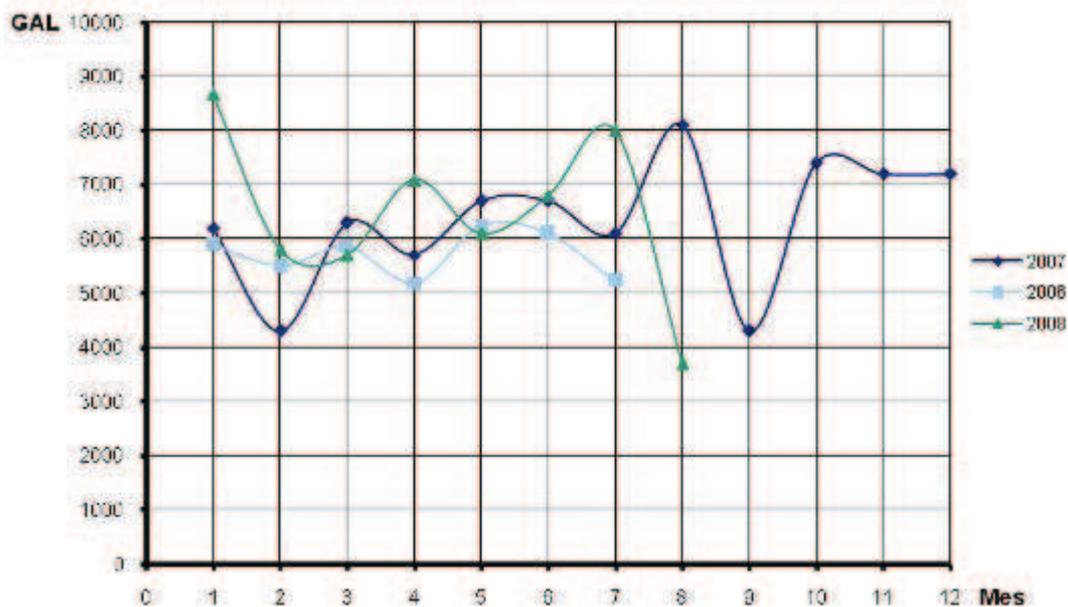


Figura N°6. 1 Perfil de consumo de bunker.

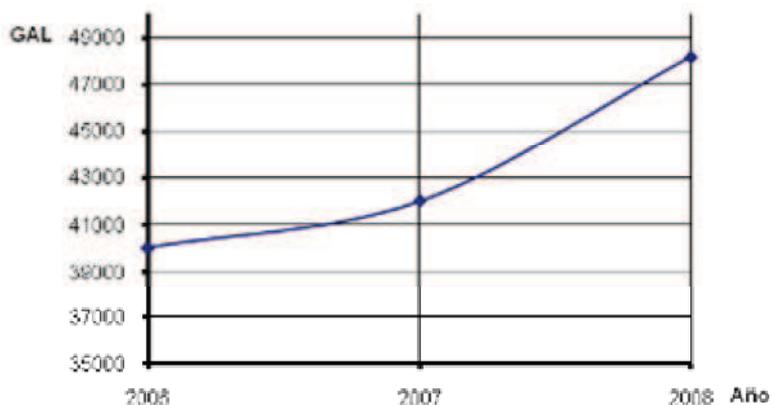


Figura N°6. 2 Incremento del consumo de combustible comparado hasta el mes de Julio.

Tabla N°6. 5 Incremento anual del consumo de bunker de la caldera hasta el mes de Julio de cada año.

Año	GAL	Costo (USD/GAL)	Costo (USD)	Incremento(USD)
2006	40009	0.7131	28530.42	
2007	42000	0.7131	29950.20	1419.78
2008	48180	0.7131	34357.16	4406.96

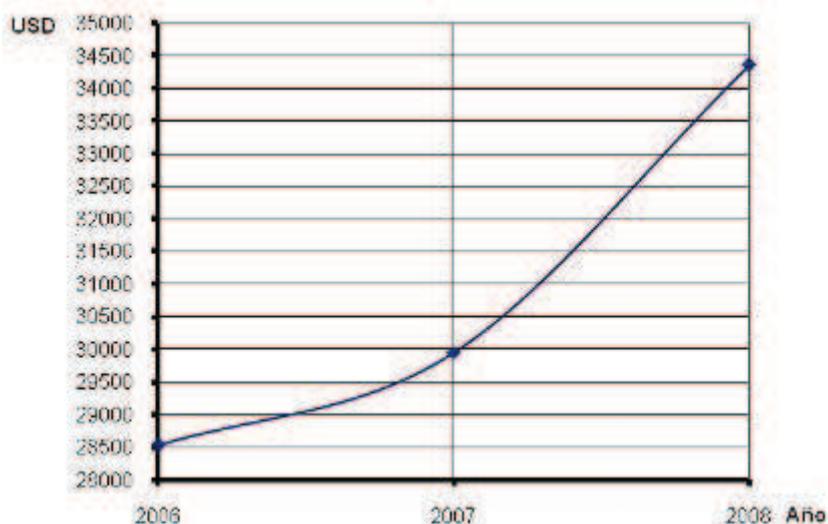


Figura N°6. 3 Incremento económico anual del consumo de bunker.

De las tablas N°6.4, 6.5 y figuras anteriores N°6.1, 6.2 y 6.3, se aprecia que existe una tendencia al incremento del consumo de bunker de la caldera en los últimos tres años.

## 6.5 OPORTUNIDADES DE AHORRO ENERGÉTICO

En la auditoría energética detallada se ha establecido las pérdidas anuales de energía en el sistema de vapor, que se indican en la tabla N°6.6 y de manera gráfica en la figura N°6.4.

Tabla N°6. 6 Pérdidas anuales de energía en el sistema de distribución de vapor.

Pérdidas en:	Valor(kJ/h)	Valor(kJ)	Valor(kWh)	Costo(USD/kJ)	(USD/año)	
revaporizado no recuperado	2103639.80	12219096976.88	3394193.60	4.75688E-06	58124.81	68.19%
trampas vapor abiertas	607640.43	3529509818.51	980419.39	4.75688E-06	16789.46	19.70%
fugas no reparadas	289966.21	1684283241.87	467856.46	4.75688E-06	8011.94	9.40%
tuberías de vapor	37828.79	219730418.15	61036.23	4.75688E-06	1045.23	1.23%
tub. conducción bunker	33150.09	192553955.27	53487.21	4.75688E-06	915.96	1.07%
tuberías de condensado	9882.76	57404505.60	15945.70	4.75688E-06	273.07	0.32%
serp. calen. bunker	3061.70	17784037.54	4940.01	4.75688E-06	84.60	0.10%
TOTAL	3085169.78	17920362953.83	4977878.60		85245.06	100.00%

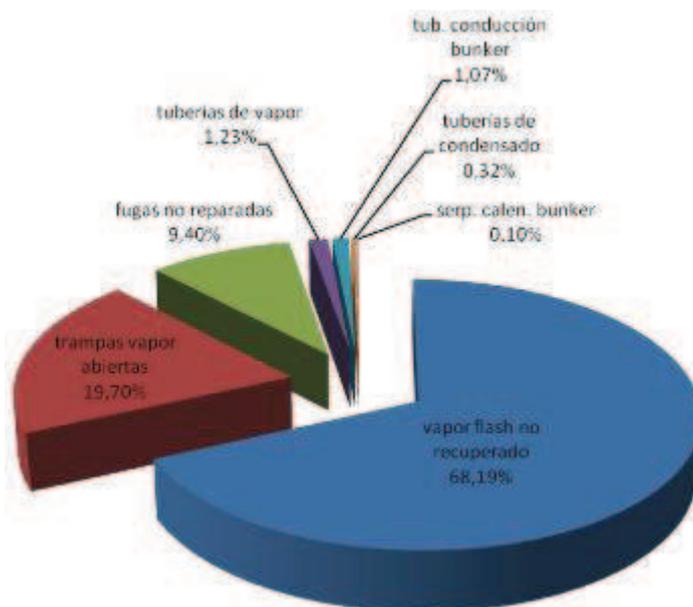


Figura N°6. 4 Porcentaje de pérdidas anuales en el sistema de distribución de vapor.

Del análisis del porcentaje de pérdidas anuales en el sistema de distribución de vapor, se observa el mayor porcentaje de pérdidas presente es por revaporizado no recuperado. El siguiente porcentaje de pérdidas en importancia es el provocado por las trampas de vapor que se encuentran en mal funcionamiento y tercer porcentaje es el que viene de las fugas de vapor.

Con el propósito de reducir las pérdidas de energía mostradas en la tabla N°6.6 y de las inspecciones técnicas realizadas a las instalaciones de vapor de la Planta de Elaborados y Embutido de PRONACA, se han identificado las siguientes oportunidades de ahorro de energía; que han sido clasificadas bajo cuatro criterios. Estas oportunidades se muestran en la tabla N°6.7.

Tabla N°6. 7 Oportunidades de ahorro de energía identificadas.

Criterio de clasificación	Oportunidad de ahorro de energía
1. Modificaciones sin inversión	-Cambios en instalaciones de vapor -Revisión de puntos calientes -Disminución de pérdida de agua en marmitas
2. Oportunidad con inversión	-Tanques de recuperación de revaporizado y distribuidor de vapor -Aislamiento térmico en tuberías de conducción de bunker -Cambio de tanque diario de bunker
3. Oportunidades que requieren mayor valoración	-Rediseño del serpentín de calentamiento de bunker -Cambio de unidades de mezcla agua-vapor

El primer criterio de clasificación de las oportunidades de ahorro de energía, se refiere a aquellas que pueden ser llevadas a cabo con materiales existentes en bodega de la Planta y que para su implantación requieren más de planificación que inversión.

En la tabla N°6.8, se indica el análisis de costo y ahorro de energía para las oportunidades con inversión.

Tabla N°6. 8 Oportunidades de ahorro de energía con inversión.

N°	Oportunidad de Ahorro de Energía	Ahorro de Energía Anual		Ahorro Económico Anual	Inversión Inicial
		kJ	kWh	USD	USD
1	Tanques de revaporizado y distribuidor	9775277581.50	2715354.88	46499.85	45260.25
2	Aislamiento de tubería N°1	72333978.18	20092.77	344.08	111.15
3	Aislamiento de tubería N°2	81349185.43	22597.00	386.97	155.62
4	Aislamiento de tubería N°3	37372999.77	10381.39	177.78	155.62
5	Cambio de tanque diario de bunker			7171.88	1460.00
TOTAL		9966333744.88	2768426.04	54580.56	47002.64

Como se observa en la tabla N°6.8, el mayor ahorro de energía se logra con los tanques de recuperación de revaporizado, considerando un porcentaje conservador de recuperación del 80%.

Con la aplicación de las oportunidades de ahorro de energía mostradas en la tabla anterior se espera que las pérdidas anuales registradas en el sistema de vapor se reduzcan en un 81%, como se indica en la tabla N°6.9.

Tabla N°6. 9 Panorama esperado después de implantación de oportunidades de ahorro de energía recomendadas.

Pérdidas en:	Pérdidas anuales de energía (kJ)	Pérdidas anuales de energía (kWh)	Costo(USD/kJ)	Pérdidas económicas anuales (USD)
vapor flash no recuperado	2443819395.38	678838.72	4.75688E-06	11624.96
tuberías de vapor	219730418.15	61036.23	4.75688E-06	1045.23
tub. conducción bunker	1497811.92	416.06	4.75688E-06	7.12
tuberías de condensado	57404505.60	15945.70	4.75688E-06	273.07
serp. calen. bunker	17784037.54	4940.01	4.75688E-06	84.60
tanque diario de bunker				3043.71
TOTAL	2740236168.58	761176.71		16078.69

Adviértase, que en el panorama esperado, se han eliminado las pérdidas provocadas por fugas y por trampas de vapor en mal funcionamiento. Se conservan pérdidas de energía en tuberías de conducción de vapor, condensado y serpentín de calentamiento de bunker. En las dos primeras la temperatura superficial se encuentra en el rango recomendado para protección del personal en instalaciones industriales, es decir estas pérdidas son técnica y económicamente equilibradas.

Por otro lado, aunque la pérdida de energía anual en el serpentín de calentamiento de bunker sea baja; no hay que despreciar las pérdidas por evaporación de bunker que el diseño actual de este serpentín provoca.

## **6.6 PLAN DE ACCIÓN DE LAS OPORTUNIDADES DE AHORRO ENERGÉTICO**

Se plantean acciones antes y después de la implantación de las oportunidades de ahorro de energía mencionadas. Con el objeto de realizar el seguimiento adecuado para verificar que el ahorro energético y económico de estas oportunidades de ahorro sean los esperados.

Antes de implantar las oportunidades de ahorro, es fundamental llevar a cabo ciertas acciones que a continuación se mencionan.

### **6.6.1 CONSUMO DE COMBUSTIBLE DE LA CALDERA**

Es necesario establecer un procedimiento adecuado de medición de almacenamiento y consumo de combustible de la caldera. Por las acotaciones realizadas al procedimiento actual de medición de consumo de combustible realizado en el tanque nodriza de bunker, este no es el más adecuado y se recomienda cambiar el procedimiento actual, con las siguientes acciones:

- Realizar mediciones de consumo de combustible en el tanque nodriza de bunker con cinta de medición de fondo o vacío. Establecer el factor de conversión de unidades lineales a volumétricas. Si existe incertidumbre en los valores de conversión, realizar el aforo del tanque.
- Determinar la temperatura promedio del bunker en el tanque nodriza, esto realizando mediciones a distintas horas del día.
- Es necesario cambiar el esquema de medición actual de consumo, y realizar la corrección de volumen a condiciones estándar.

Las mediciones en el tanque nodriza con la cinta de medición, solo deben servir para establecer la existencia de combustible en este tanque más no para establecer el consumo de la caldera. Para determinar el consumo de combustible de la caldera, es preciso realizarlo en el tanque diario correspondiente. Para este propósito se deben realizar las siguientes acciones:

- El tanque diario de bunker debe tener una disposición vertical y no horizontal. Además, de poseer una purga de fondo para evacuación de agua y sedimentos que se acumule en el tanque. Esta recomendación es válida tanto para el tanque diario de bunker como para el tanque diario de diesel.
- Establecer la temperatura de bunker en el tanque diario, al igual que el caso anterior a distintas horas del día, para encontrar su temperatura promedio diaria.
- Colocar un indicador visual de nivel de bunker.
- Realizar el aforo correspondiente del tanque diario, con el indicador visual instalado.
- Realizar la corrección de volumen medido a condiciones estándar.

Es importante realizar el estudio técnico correspondiente para el cambio del serpentín de calentamiento de bunker por un sistema de calentamiento de bunker que evite las pérdidas por evaporación de bunker.

Así como, efectuar un análisis para el reemplazo de las unidades de mezcla agua-vapor en cual se determine un porcentaje de trabajo de estas unidades, para poder determinar el flujo anual de vapor consumido y convertirlo en unidades monetarias de pérdidas anuales. Se ha estimado, con la fórmula de consumo de vapor proporcionada por el fabricante que cada unidad consume 157.5 kgv/h para elevar la temperatura del agua en el rango de 65 a 71°C. Es decir, que 157.5kgv/h no retornan como condensado una vez que se ha producido la transferencia de energía al agua.

### **6.6.2 SISTEMA DE DISTRIBUCIÓN DE VAPOR**

Colocar la pierna colectora en el distribuidor actual de vapor con la trampa de vapor correspondiente. Realizar los cambios de instalaciones recomendados.

### **6.6.3 OPORTUNIDADES DE AHORRO DE ENERGÍA**

Respecto a los tanques de recuperación de revaporizado, instalar primero el tanque flash N°1, junto con la tubería de diámetro recomendado y todas las conexiones necesarias. Comprobar que la elevación de temperatura en el tanque de condensado no provoque cavitación en las bombas de agua de alimentación a

la caldera. Si existiera posibilidad de cavitación, se sugiere aumentar la altura de succión de las bombas.

Después de la verificación del funcionamiento correcto del tanque flash N°1, entonces instalar el distribuidor y tanque flash N°2.

### **6.7 PLAN DE MONITOREO DE LAS OPORTUNIDADES DE AHORRO DE ENERGÍA**

Una vez que las oportunidades de ahorro de energía sugeridas han sido implantadas, es necesario realizar un seguimiento de las mismas para verificar que los ahorros de energía y ahorros económicos que se consiguen sean los esperados. Dicho seguimiento debe realizarse en función de las mediciones de consumo de combustible de la caldera efectuadas en el tanque diario de bunker. Establecer un protocolo de medición de consumo de bunker de la caldera para llevar un registro de consumo en condiciones estándar antes y después de la implantación de las oportunidades de ahorro de energía.

## CAPITULO 7.

### CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

#### 7.1 CONCLUSIONES

- Con las oportunidades de ahorro de energía descritas, se plantea la optimización en el uso de la energía en el sistema de vapor de la Planta de Elaborados y Embutidos de PRONACA.
- Del análisis económico-financiero se concluye que las oportunidades de ahorro de energía planteadas son técnicamente factibles y económicamente viables.
- La auditoría energética es un medio efectivo para el aprovechamiento eficiente de la energía y es el paso necesario para la aplicación de un programa de administración de energía, puesto que provee información de la situación de pérdidas anuales de energía y describe las oportunidades reales de ahorro con su respectivo análisis técnico-económico.
- Con la medición de vapor en la cocción de productos, se ha podido verificar dos aspectos. El primero, se pudo conocer el comportamiento distinto de dos productos durante su cocción. También se conoció que un producto de mayor masa por unidad requiere menor energía para su cocción en marmitas que uno de menor masa. El segundo aspecto, es que se plantea a la energía como un factor fundamental en la estructura de costos de los productos elaborados dentro de la Planta. Poniendo especial atención, en que todas las medidas que apunten a la reducción de energía para la generación de vapor traerán como resultado ahorro económico y disminución de emisiones de dióxido de carbono, el principal agente del efecto invernadero.
- Se demostró que existe una diferencia considerable en los resultados obtenidos entre las mediciones de combustible realizadas en condiciones

de operación y a condiciones estándar. Verificándose que una diferencia de 4.15 galones de bunker entre ambas condiciones provoca una diferencia económica de 2.96 USD.

- Respecto al almacenamiento de combustible, se ha mostrado que se tienen menores pérdidas económicas por combustible que se purga en tanques verticales que en tanques horizontales.
- Con la determinación de la carga base y carga variable. Se pudo conocer en que horarios se presenta el menor y mayor consumo de energía del generador de vapor. Resaltando por lo tanto, la importancia de haberlo realizado.
- El empleo adecuado de instrumentos de medición garantizó el diagnóstico adecuado de los elementos del sistema de vapor de la Planta. Permitiendo realizar el análisis oportuno, para el planteamiento sustentado de oportunidades de ahorro de energía.
- En las fugas de vapor cuantificadas, se reconoce la importancia de su identificación y evaluación técnica que permitió tener una apreciación de la magnitud económica que representa una fuga de diámetro pequeño.
- La relevancia de las inspecciones técnicas al sistema de vapor de la Planta, queda comprobada. Ya que junto con la sensibilidad de ingeniería; han producido el reconocimiento de oportunidades de ahorro de energía sin inversión inicial apreciable.
- Se revela la importancia de la determinación de la eficiencia del generador de vapor, en la contabilidad energética. Donde todos los aspectos técnicos intervienen directamente sobre los resultados económicos.
- Las mayores pérdidas de energía en el sistema de vapor se presentan en factores en los que interviene el vapor de manera directa como por ejemplo: fugas en tuberías, empaques, trampas de vapor abiertas y de manera especial la falta de recuperación de revaporizado que ocasiona pérdidas anuales de relevancia económica considerable.
- Las inversiones en propuestas de ahorro de energía planteadas son bajas en comparación con los resultados que se esperan obtener con su implantación.

- Un programa de mantenimiento adecuado de la caldera, garantiza que su operación sea satisfactoria y la generación de vapor sea económicamente rentable.
- La eficiencia energética se plantea como un aporte decisivo para conseguir importantes ahorros económicos y para disminuir emisiones de gases de efecto invernadero.

Ejecutando y promoviendo acciones adecuadas para la implantación de programas de ahorro de energía tanto a nivel empresarial, residencial y comercial se conseguirán beneficios económicos y ambientales para un estado que tiene la visión y fortaleza de llevarlas a cabo. Tomando en cuenta que la eficiencia energética comprende el cambio de hábitos en los seres humanos y la aplicación de tecnologías que produzcan los mismos resultados con menor consumo de energía.

## **7.2 RECOMENDACIONES**

- Con el análisis de gases de la caldera realizado periódicamente. Se recomienda determinar la eficiencia del generador con el método indirecto y llevar un registro para determinar la disminución de la eficiencia de transformación de energía en función del tiempo. Puesto que hay que tomar en cuenta que la caldera de la Planta tiene 16 años de operación y en algún momento la generación de vapor no va a ser económicamente rentable. Con este registro de la eficiencia en el tiempo se determinará en qué momento ocurrirá lo anteriormente dicho.
- Continuar con el programa de tratamiento de agua y mantenimiento del generador de vapor para garantizar su operación adecuada.
- Con el objeto de aumentar la eficiencia del generador de vapor, se recomienda realizar estudio técnico y económico para un intercambiador de calor para recuperar el calor de la purga continua de la caldera.
- En relación a las trampas de vapor, se recomienda llevar a cabo un programa de mantenimiento. En el que se registren datos de identificación de cada trampa de vapor, fechas de inspecciones, novedades identificadas y cambios de partes. En general, que el registro incluya toda la información

necesaria para realizar un seguimiento de las trampas de vapor que permita establecer los periodos adecuados de revisión y cambio. Para ello, es necesario que las trampas sean revisadas con un método confiable que permita un diagnóstico adecuado por personal técnico propio de la planta.

Se ha demostrado económicamente que una trampa de vapor abierta representa una pérdida de energía y por tanto una pérdida económica importante.

- De los resultados obtenidos de la revisión del funcionamiento de las trampas de vapor se observa que las trampas termodinámicas presentan mayor número de fallas. Por lo que se recomienda, aumentar la frecuencia de inspección de estas trampas.
- Se recomienda realizar el planteamiento de distintas alternativas para el enfriamiento de productos para evitar pérdidas de agua durante esta etapa del proceso.
- Se plantea la posibilidad de una potencial oportunidad de ahorro de energía en la recuperación de vapor durante la etapa de extracción en hornos. Para esto, se tendrá que tomar en cuenta el contenido de grasa que contiene este vapor extraído, que es arrojado al ambiente.
- Se recomienda realizar acciones de capacitación para concienciar sobre el uso adecuado del vapor y agua en el personal productivo de la Planta. Como una necesidad para cuidar el medio ambiente, disminuyendo la energía empleada en los procesos que traerá la reducción correspondiente de emisiones dióxido de carbono y para la preservación de un elemento esencial para la vida de los seres vivos, como es el agua.

# **ANEXO A**

## **ORGANIGRAMA ESTRUCTURAL Y DIAGRAMAS DE PROCESOS**

ANEXO A-I

Organigrama estructural de la Planta de Elaborados y Embutidos de PRONACA

ANEXO A-II

Diagrama de Procesos para Jamones

ANEXO A-III

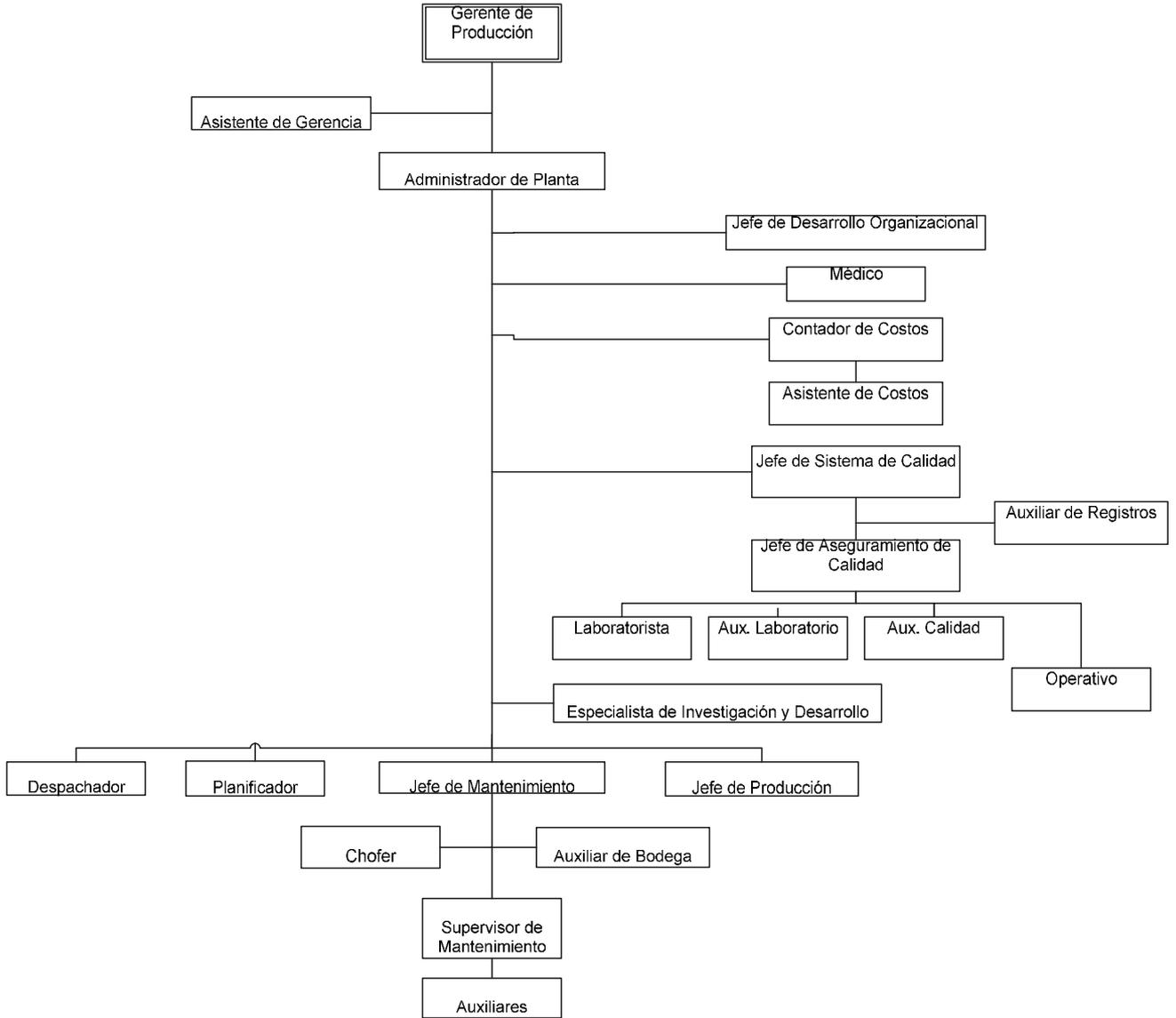
Diagrama de Procesos para pernil

ANEXO A-IV

Diagrama de Procesos para Productos Congelados Cocidos

# ANEXO A-I

## Organigrama estructural de la Planta de Elaborados y Embutidos de PRONACA

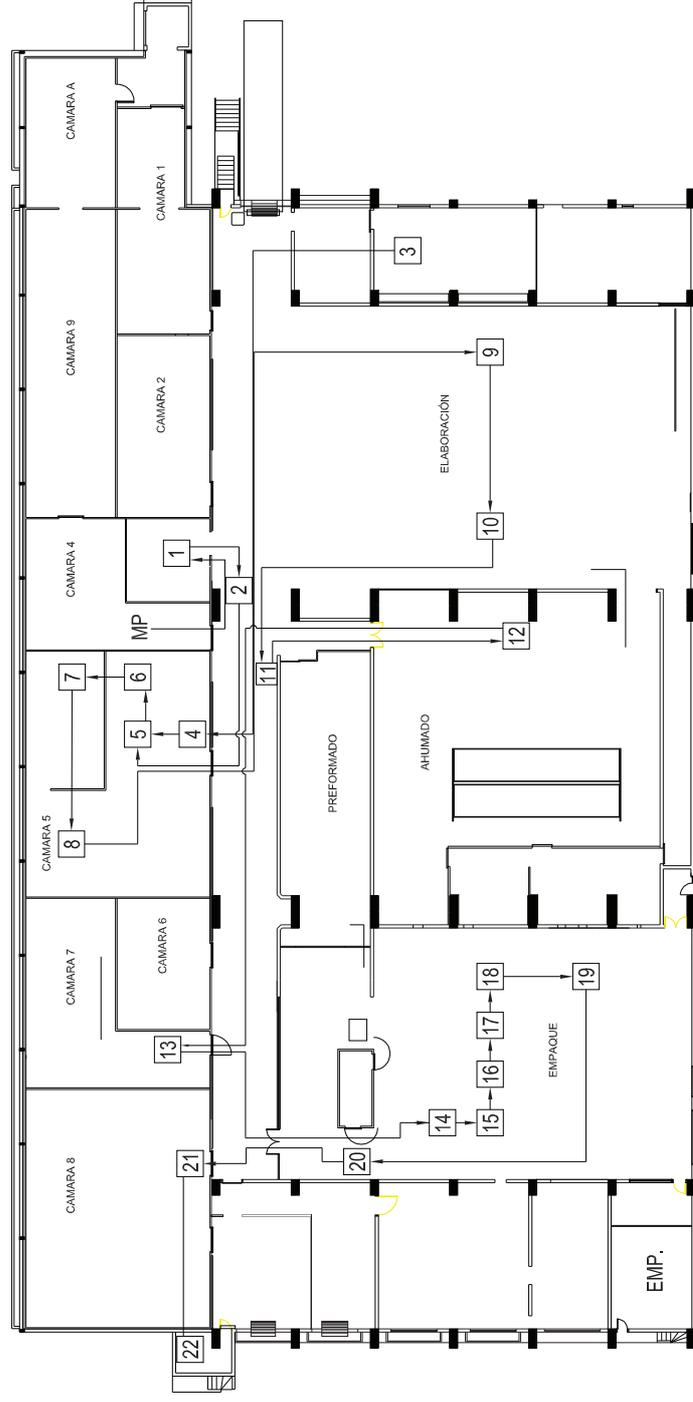


## ANEXO A-II

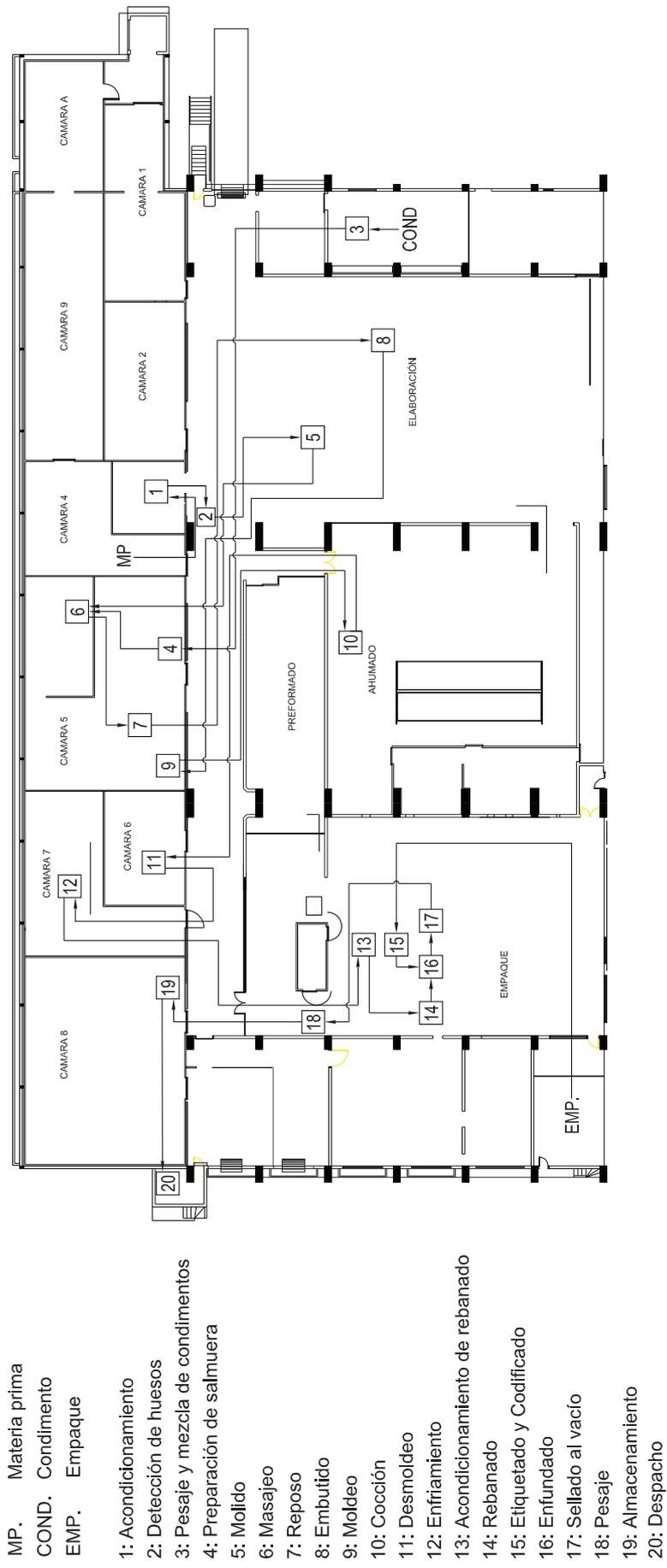
### Diagrama de Procesos para Jamones

#### Jamón Horneado:

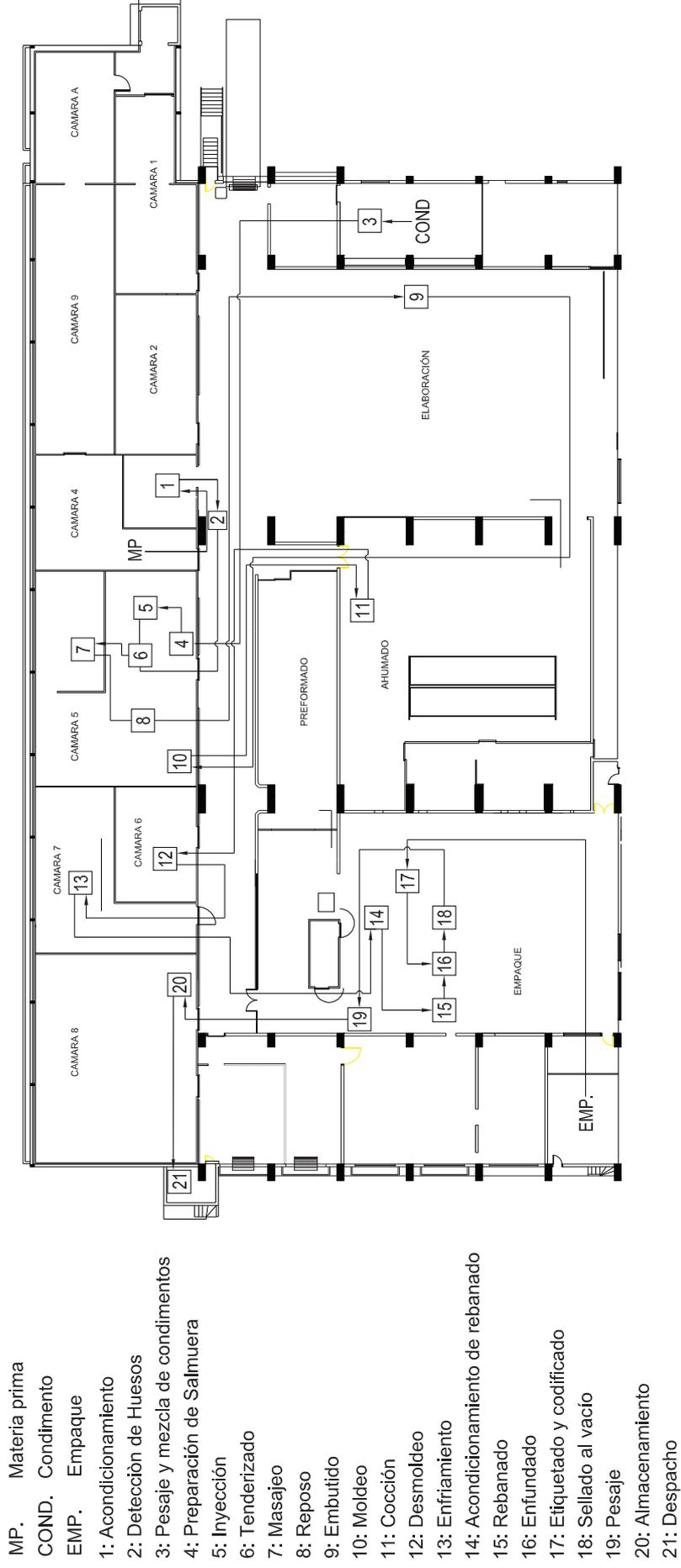
- MP. Materia prima
- COND. Condimento
- EMP. Empaque
- 1: Acondicionamiento
- 2: Detección de huesos
- 3: Pesaje y mezcla de condimentos
- 4: Preparación de salmuera
- 5: Inyección
- 6: Tenderizado
- 7: Masajeo
- 8: Reposo
- 9: Embutido
- 10: Ahumado
- 11: Preparación en coches
- 12: Cocción
- 13: Enfriamiento
- 14: Acondicionamiento de rebanado
- 15: Rebanado
- 16: Pesado manual
- 17: Etiquetado y codificado
- 18: Enfundado
- 19: Sellado al vacío
- 20: Pesaje
- 21: Almacenamiento
- 22: Despacho



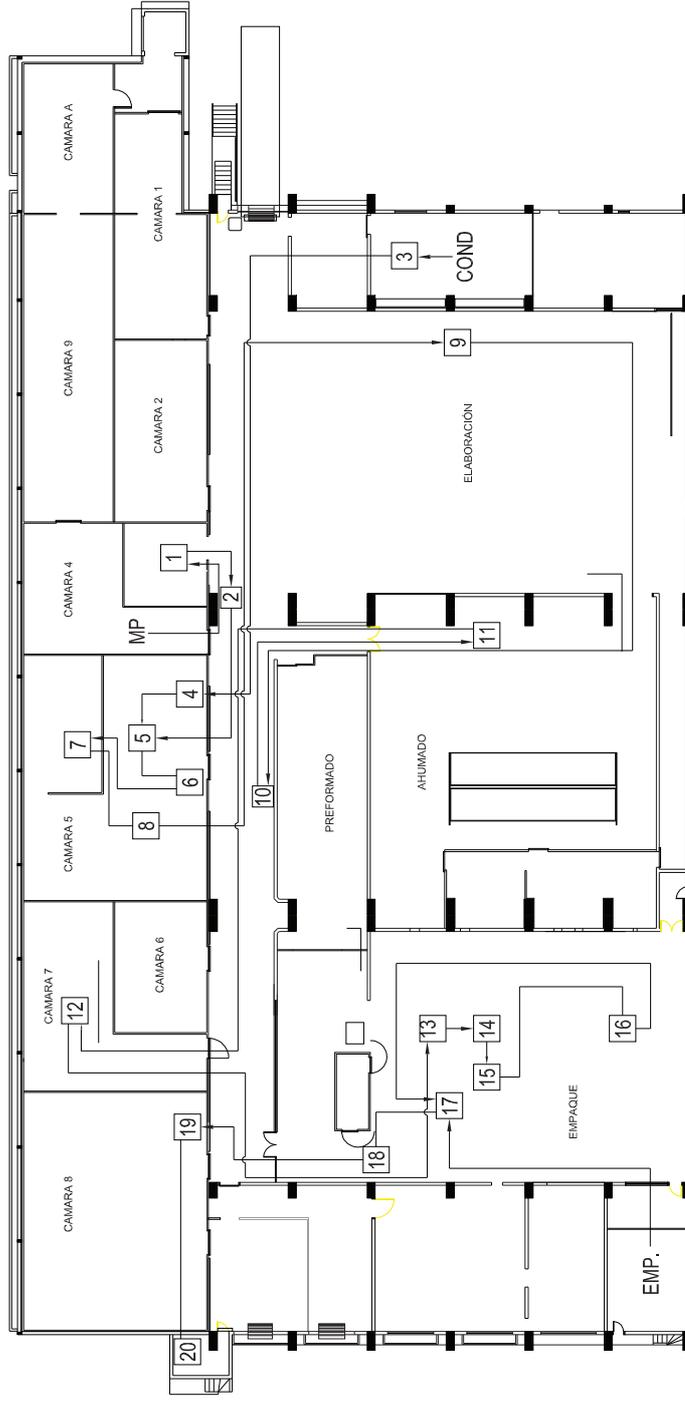
## Jamón de aves:



## Jamón de cerdo:



## Jamones navideños:



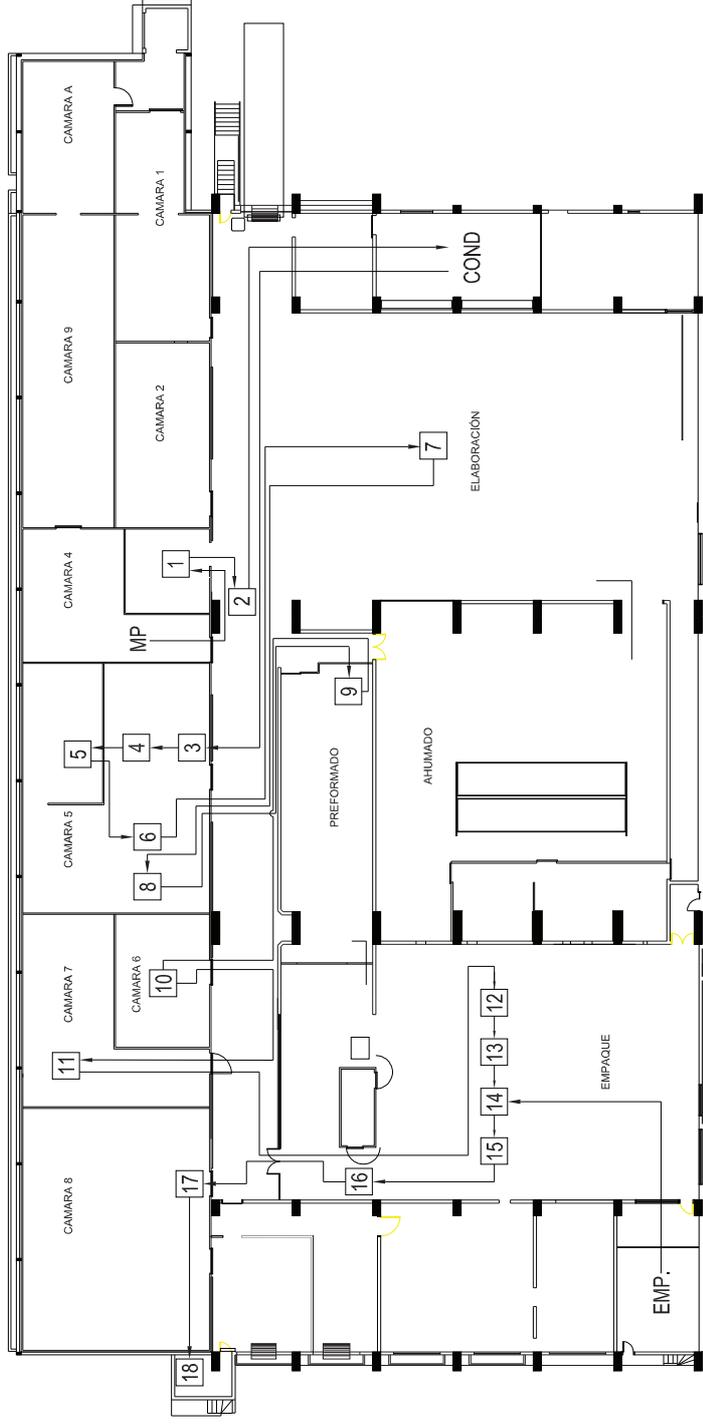
- MP. Materia prima
- COND. Condimento
- EMP. Empaque
- 1: Acondicionamiento
- 2: Detección de Huesos
- 3: Pesaje y mezcla de condimentos
- 4: Preparación de salmuera
- 5: Inyección
- 6: Tenderizado
- 7: Masajeo
- 8: Reposo
- 9: Embutido
- 10: Preparación de coches
- 11: Cocción
- 12: Enfriamiento
- 13: Retiro de tripa
- 14: Enfundado
- 15: Sellado al vacío
- 16: Termoencogido
- 17: Etiquetado y codificado
- 18: Pesaje
- 19: Almacenamiento
- 20: Despacho

# ANEXO A-III

## Diagrama de Procesos para pernil

Pernil:

- MP. Materia prima
- COND. Condimento
- EMP. Empaque
- 1: Acondicionamiento
- 2: Detección de huesos
- 3: Pesaje y mezcla de condimentos
- 4: Preparación de salmuera
- 5: Inyección
- 6: Masajeo
- 7: Reposo
- 8: Embutido
- 9: Moldeo
- 10: Cocción
- 11: Desmoldeo
- 12: Enfriamiento
- 13: Corte
- 14: Enfundado
- 15: Sellado al vacío
- 16: Etiquetado y codificado
- 17: Termoencogido
- 18: Pesaje
- 19: Almacenamiento
- 20: Despacho

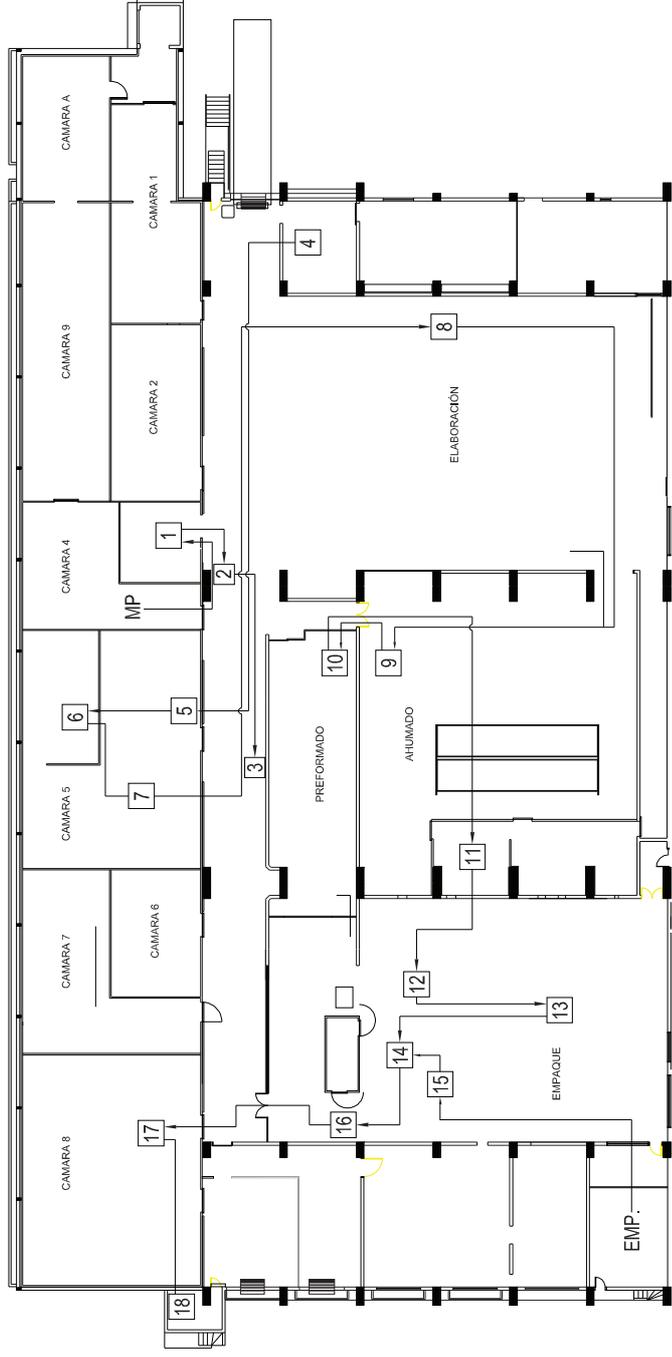


## ANEXO A-IV

### Diagrama de Procesos para Productos Congelados Cocidos

Fritada:

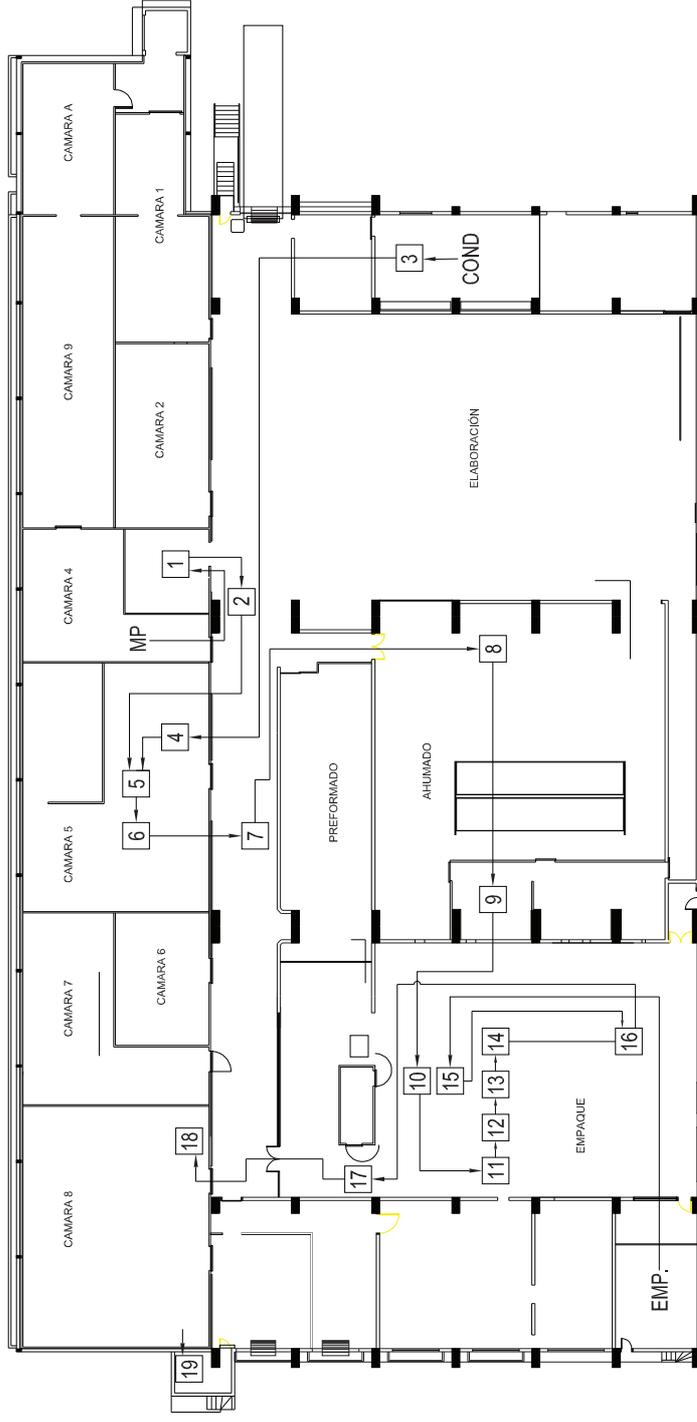
- MP. Materia prima  
COND. Condimento  
EMP. Empaque
- 1: Acondicionamiento
  - 2: Detección de Huesos
  - 3: Corte del músculo
  - 4: Pesaje y mezcla de condimentos
  - 5: Preparación de salmuera
  - 6: Masajeo
  - 7: Reposo
  - 8: Embutido
  - 9: Cocción
  - 10: Prefritura
  - 11: Enfriamiento
  - 12: Pesado manual
  - 13: Empaque al vacío automático
  - 14: Empaque sin vacío manual
  - 15: Etiquetado y codificado
  - 16: Pesaje
  - 17: Almacenamiento
  - 18: Despacho



## ANEXO A-V

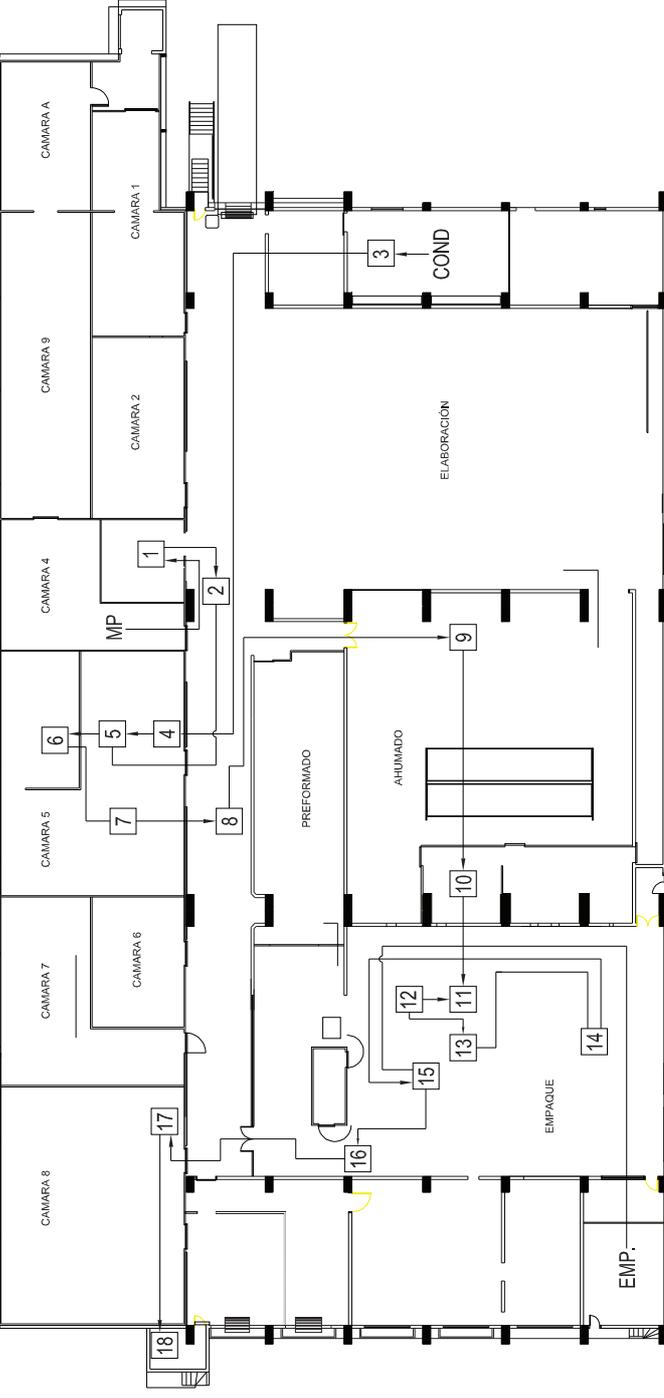
### Diagrama de Procesos para Productos Horneados

Chuletas:



- MP. Materia prima
- COND. Condimento
- EMP. Empaque
- 1: Acondicionamiento
- 2: Detección de huesos
- 3: Pesaje y mezcla de condimentos
- 4: Preparación de salmuera
- 5: Inyección
- 6: Reposo
- 7: Preparación de coches
- 8: Cocción
- 9: Enfriamiento
- 10: Acondicionamiento para rebanar
- 11: Rebanado
- 12: Pesado
- 13: Enfundado
- 14: Sellado al vacío
- 15: Etiquetado y codificado
- 16: Termoencogido
- 17: Pesaje
- 18: Almacenamiento
- 19: Despacho

## Lomos hornados:



MP. Materia prima

COND. Condimento

EMP. Empaque

1: Acondicionamiento

2: Detección de Huesos

3: Pesaje y mezcla de condimentos

4: Preparación de salmuera

5: Inyección

6: Masajeo

7: Reposo

8: Preparación en coches

9: Cocción

10: Enfriamiento

11: Retoque

12: Enfundado

13: Sellado al vacío

14: Termoencogido

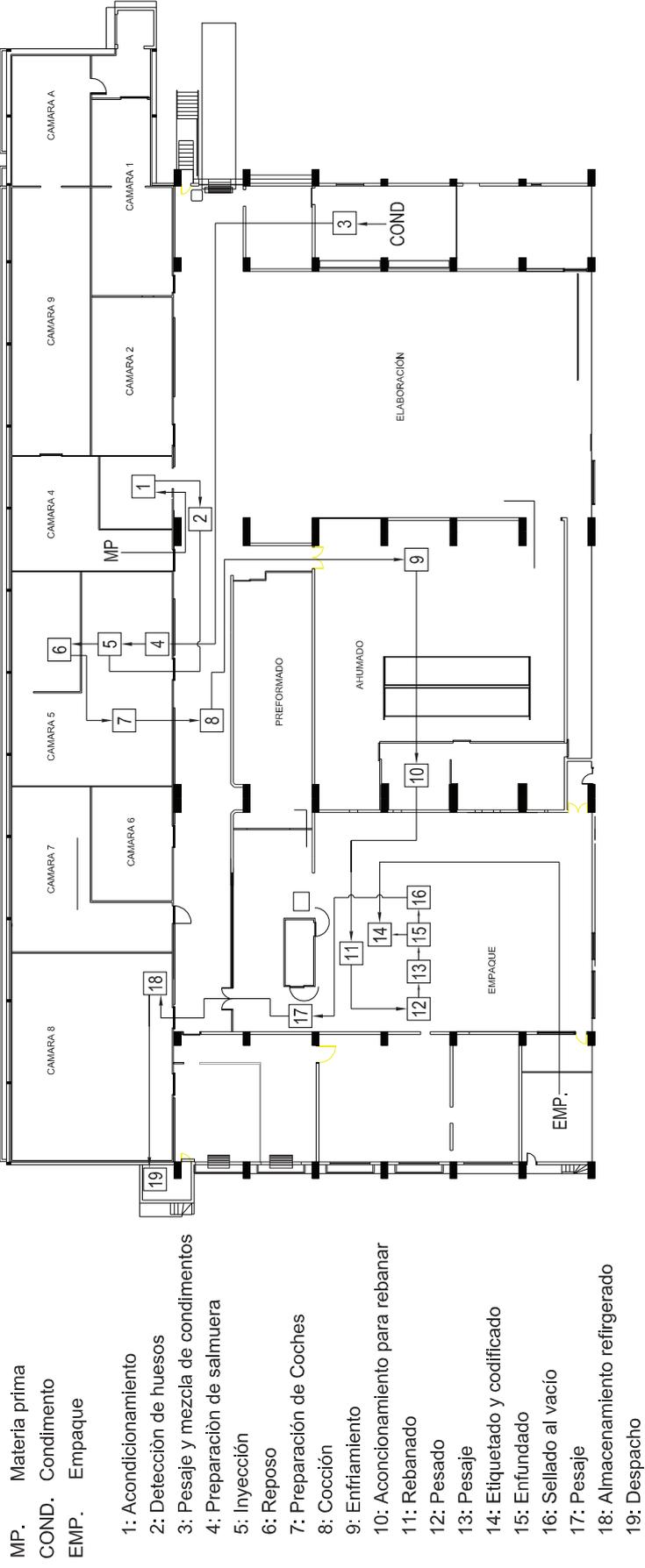
15: Etiquetado y Codificado

16: Pesaje

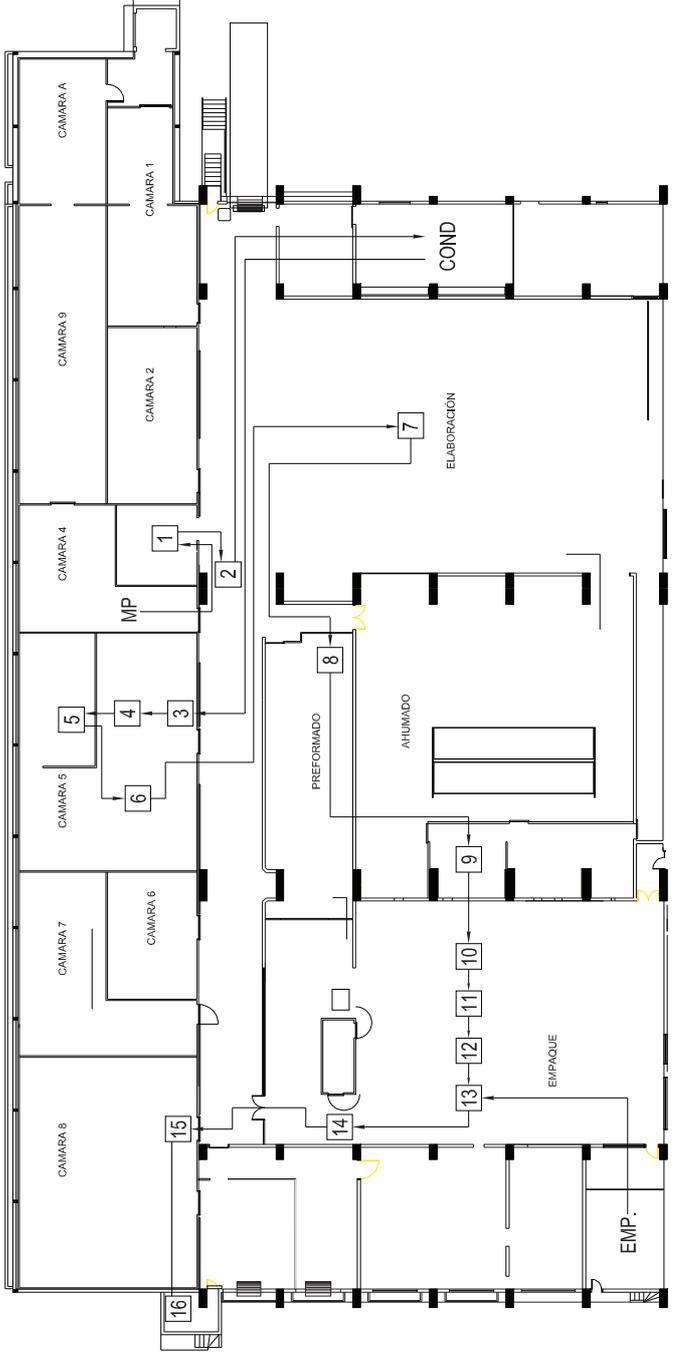
17: Almacenamiento

18: Despacho

## Tocineta ahumada:



## Tocineta redonda:



- MP. Materia prima  
 COND. Condimento  
 EMP. Empaque
- 1: Acondicionamiento
  - 2: Detección de huesos
  - 3: Pesaje y mezcla de condimentos
  - 4: Preparación de salmuera
  - 5: Inyección
  - 6: Masajeo
  - 7: Reposo
  - 8: Embutido
  - 9: Cocción
  - 10: Enfriamiento
  - 11: Acondicionamiento de rebanado
  - 12: Rebanado
  - 13: Pesado manual
  - 14: Etiquetado y codificado
  - 15: Empaque sin vacío automático
  - 16: Pesaje
  - 17: Almacenamiento
  - 16: Despacho

# **ANEXO B**

## **MEDICIONES REALIZADAS Y EQUIPOS EMPLEADOS**

### **ANEXO B-I**

Procedimiento de Aforo del Tanque de Condensado SNAG1000.

### **ANEXO B-II**

Inspección Infrarroja de las instalaciones de Vapor

### **ANEXO B-III**

Inspección Ultrasónica de las Trampas de Vapor

### **ANEXO B-IV**

Tabla de flujo de vapor en orificios descargados a la atmósfera

### **ANEXO B-V**

Equipos de Diagnóstico Energético Empleados

## **ANEXO B-I**

### **Procedimiento de Aforo del Tanque de Condensado SNAG1000.**

Procedimiento:

Debido a las características de construcción de este tanque, el cuerpo de este es cilíndrico pero posee dos cabezas elipsoidales. Por lo tanto el no sería apropiado establecer de una expresión que permita la conversión entre unidades lineales medidas en el visor de nivel y unidades volumétricas. Además, la capacidad de este tanque era desconocida. Por lo que se procedió a realizar el aforo del tanque como se explica a continuación.

De manera general, el procedimiento para aforar el tanque consiste en ir suministrando paulatinamente una cantidad conocida de agua e ir observando y registrando la altura del nivel de agua que aparece en el visor. Se realiza una tabla entre el volumen agua acumulada en el tanque y la altura registrada en el visor. Con estos datos se ajusta la curva obtenida y se obtiene la ecuación para determinar el volumen del tanque en función de la altura medida en el visor de nivel de agua.

Para esto, primero se cerró la válvula de ingreso de agua de reposición al tanque. Seguido se realizó la evacuación total del agua (condensado) del tanque.

Para el ingreso controlado de agua al tanque para su aforo se empleó la válvula de alimentación de emergencia al tanque. Pero antes se determinó el caudal promedio de ingreso que se realizaría, en la siguiente tabla se pueden observar los valores registrados y valor de caudal promedio.

Fecha: 07/06/2009

Hora inicio: 9:30:00

Nº	Vol. (L)	tiempo (s)	T. Agua (°C)
1	10	44	17
2	10	30	
3	10	26	
4	10	39	
5	10	30	
6	10	28	
7	10	51	
8	10	43	
9	10	46	
10	10	29	
PROMEDIO	10	36,6	17

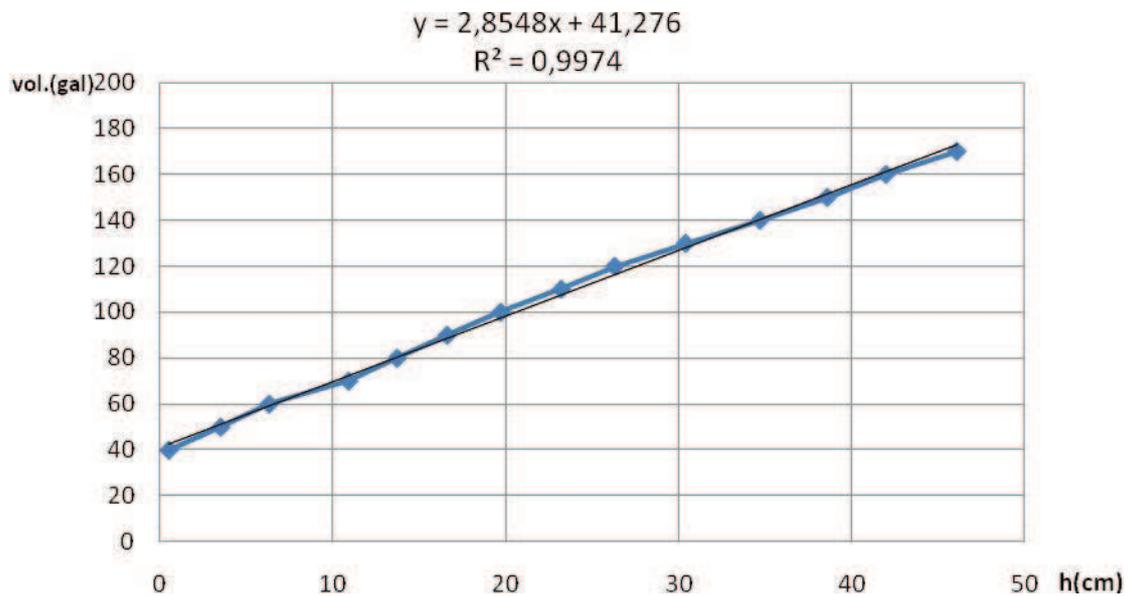
**CAUDAL CONSTANTE A SER SUMINISTRADO**

vol.(gal)	10	en	0:02:19
-----------	----	----	---------

Entonces, se fue suministrando al tanque de condensando 10 gal de agua hasta observar el nivel de líquido en el visor correspondiente, registrando su altura.

Nº	vol. (gal)	h(cm)
1	10	no registrado
2	20	no registrado
3	30	no registrado
4	40	0,5
5	50	3,5
6	60	6,3
7	70	10,9
8	80	13,7
9	90	16,6
10	100	19,7
11	110	23,2
12	120	26,3
13	130	30,4
14	140	34,7
15	150	38,6
16	160	42
17	170	46,1

A continuación se procedió a realizar el ajuste de la curva con los datos obtenidos.



La ecuación empleada para la conversión de unidades lineales, según la altura de nivel de agua registrada en el visor de nivel, y unidades volumétricas es la siguiente:

$$V = 2.854 * h + 41.27$$

Donde:

V volumen del tanque (gal)

h altura del nivel de líquido, registrada en el visor (cm)

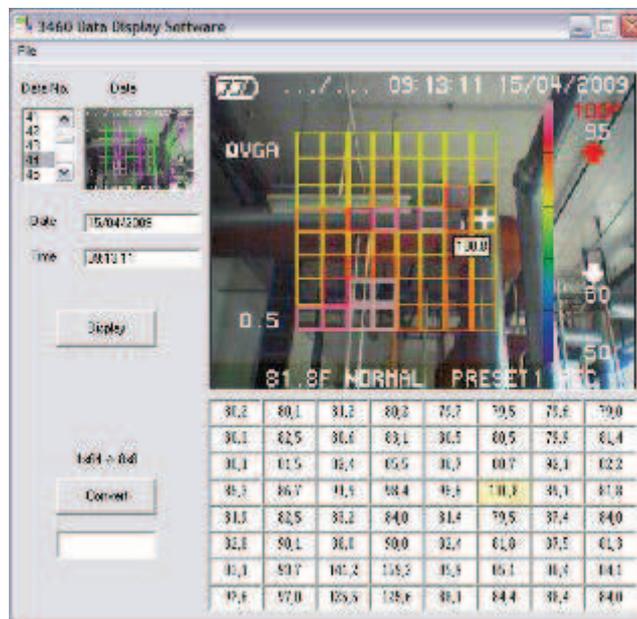
Siendo la capacidad total del tanque de 200 galones.

## ANEXO B-II

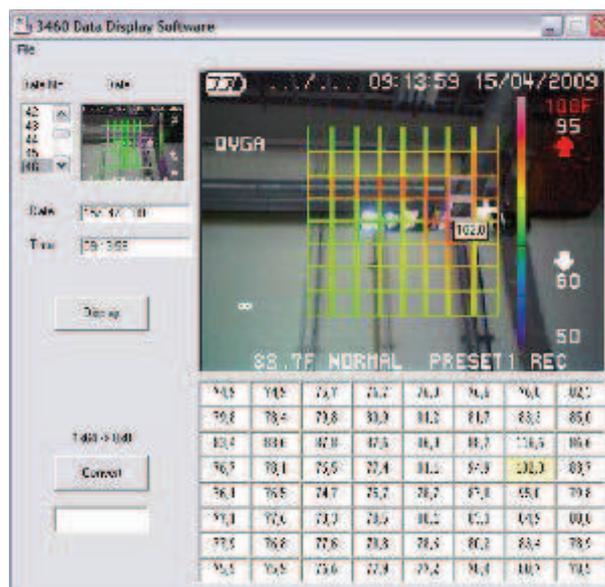
### Inspección Infrarroja de las instalaciones de Vapor



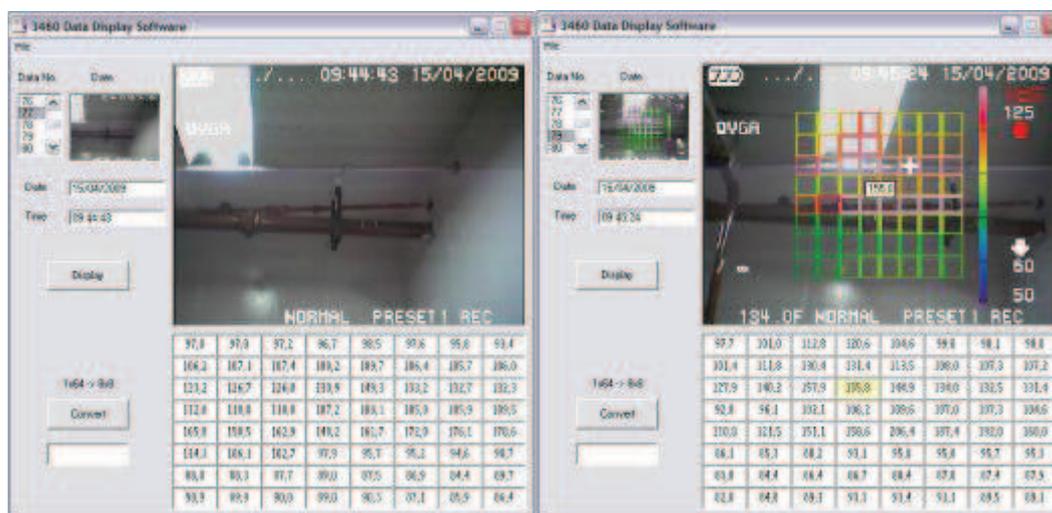
Nº	Área	Descripción de tubería	Punto caliente
1	Casa de fuerza	Salida caldera-ingreso distribuidor	Aislamiento de la brida



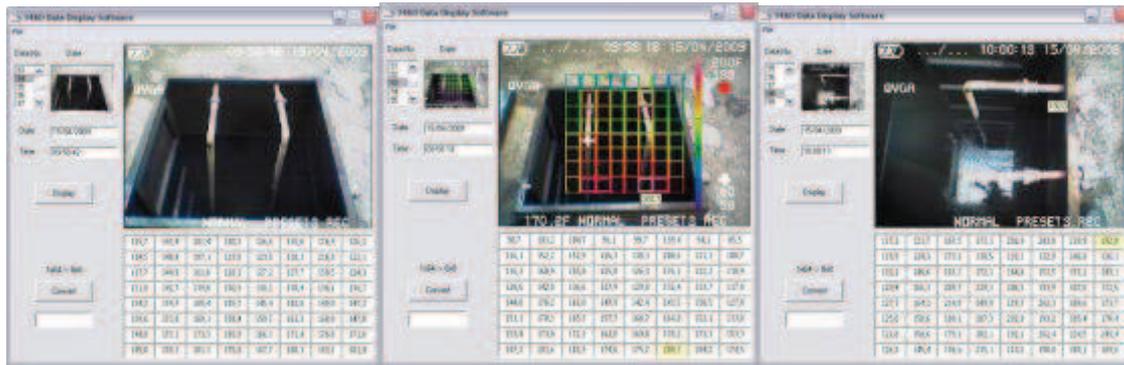
Nº	Área	Descripción de tubería	Punto caliente
2	Casa de fuerza	Salida distribuidor	Aislamiento de la brida



Área	Descripción de tubería	Punto caliente
Casa de fuerza	Toma de vapor para calentador en tanque de condensado y serpentín en tanque de bunker	Uniones universales



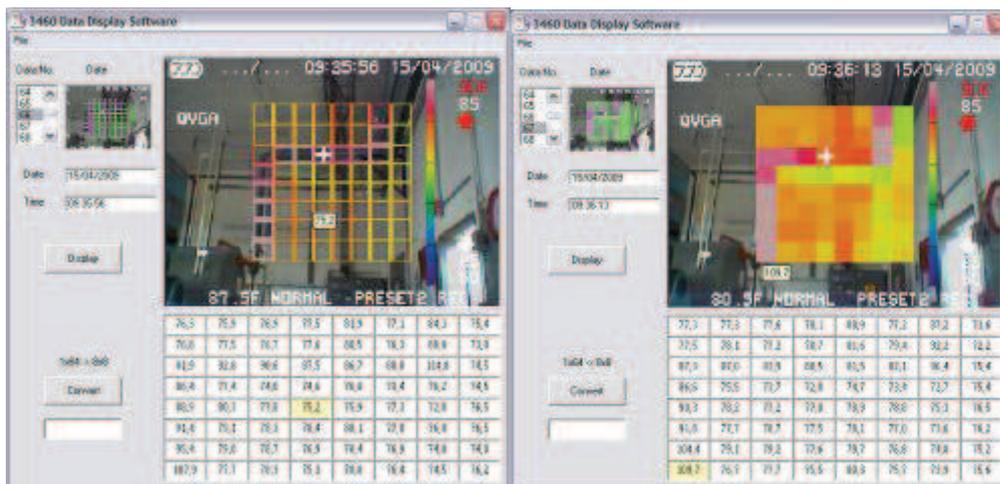
Nº	Área	Descripción de tubería	Punto caliente
3	Casa de Fuerza(bombas de envío a tanque diario)	Línea de vapor a serpentín de tanque nodriza	Tubería sin aislar



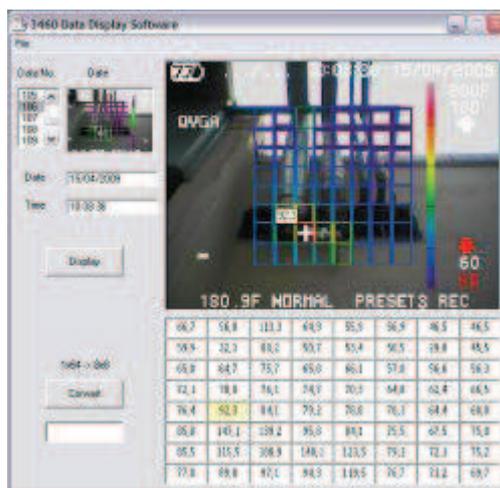
Nº	Área	Descripción de tubería	Punto caliente
4	Tanque nodriza de bunker	Línea de vapor a serpentín de tanque nodriza	Tubería expuesta al ambiente



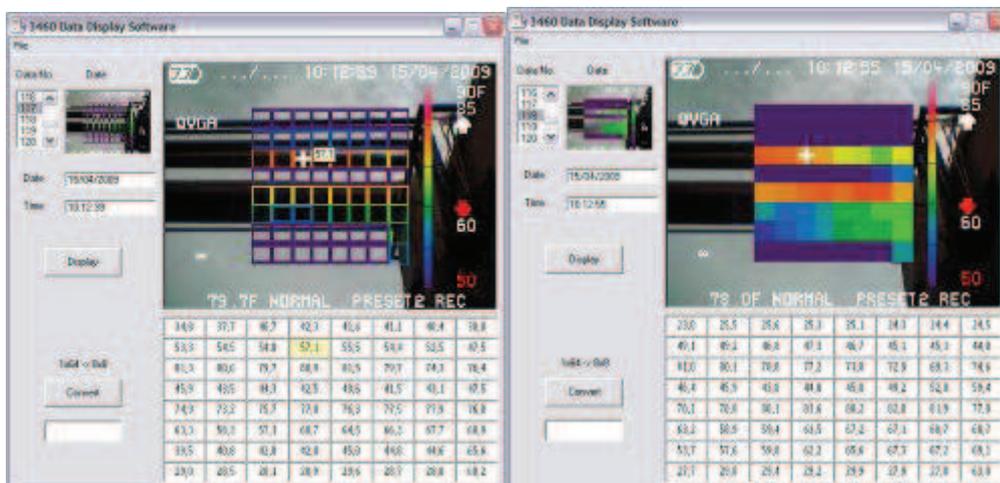
Nº	Área	Descripción de tubería	Punto caliente
5	Elaboración	Línea de alimentación a ENDG1000	Antes de soporte de tubería



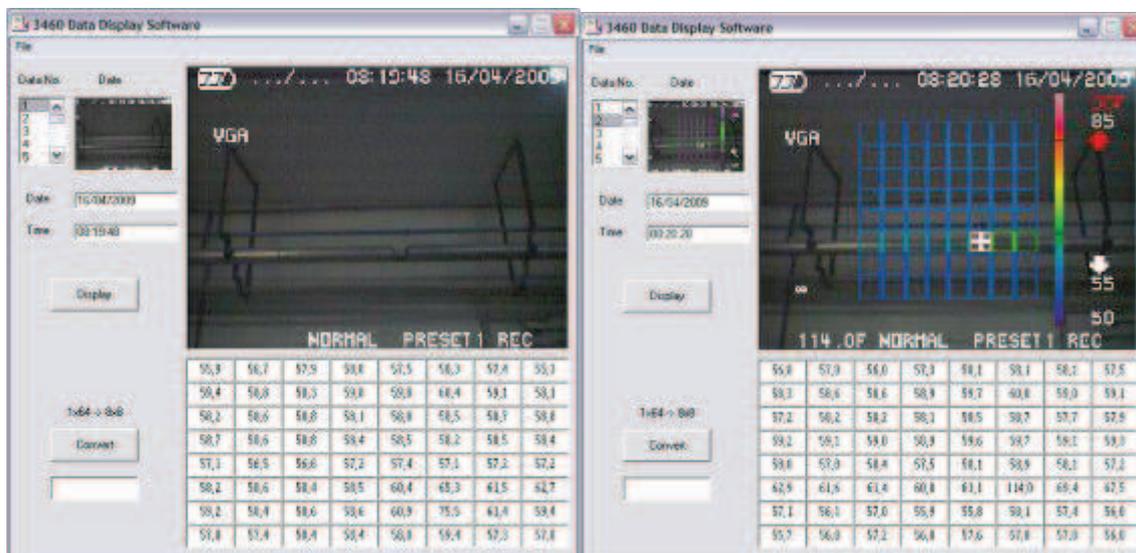
Área	Descripción de tubería	Punto caliente
Casa de Fuerza	Línea de retorno de condensado	Ingreso al tanque (normal)



Área	Descripción de tubería	Punto caliente
Casa de Fuerza	pierna colectora (unión vapor-condensado)	Tubería sin aislar



Área	Descripción de tubería	Punto caliente
Casa de Fuerza	Líneas de vapor y condensado	(normal)



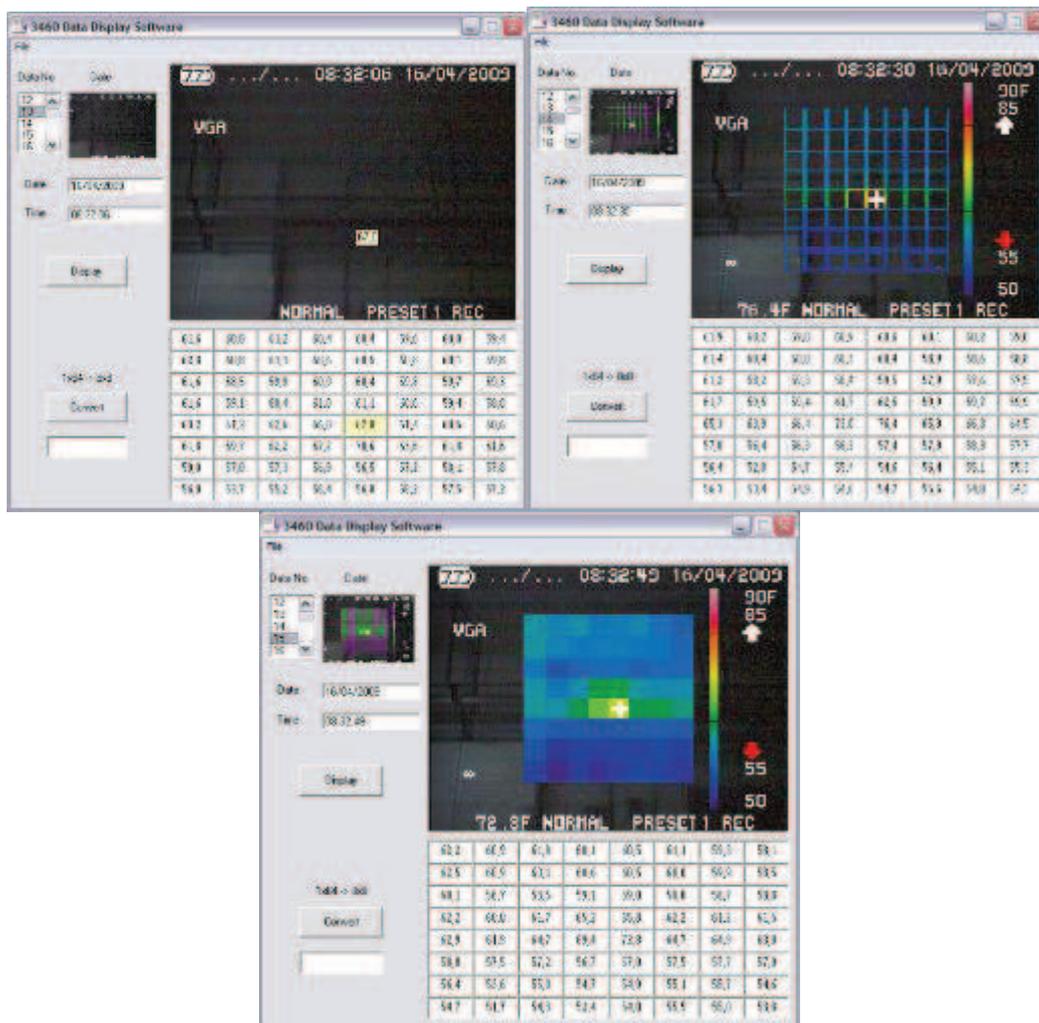
Área	Descripción de tubería	Punto caliente
Elaboración	Línea de vapor	Unión universal (normal)



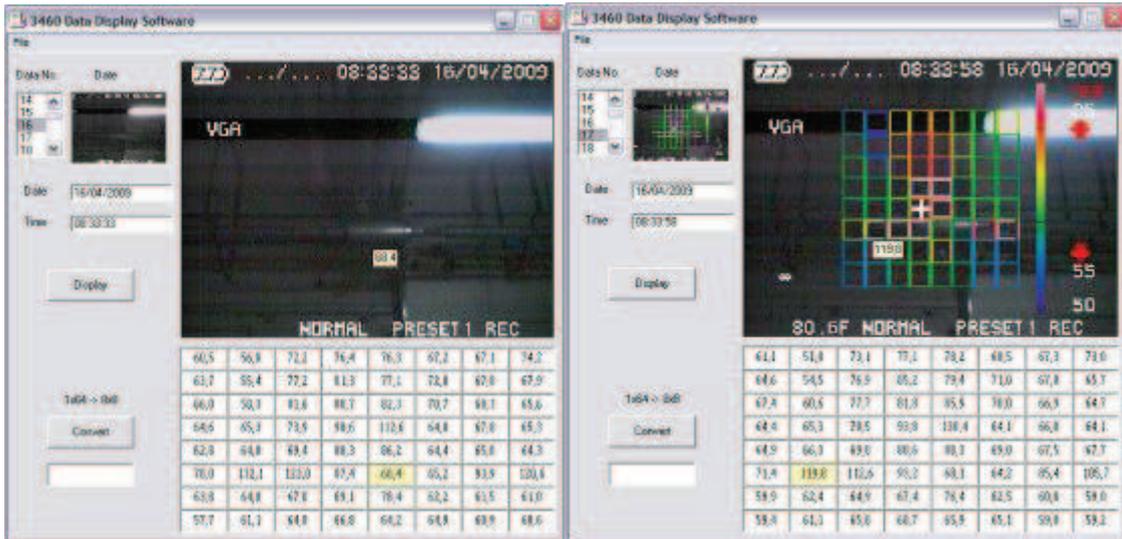
Área	Descripción de tubería	Punto caliente
Elaboración	Línea de vapor	Toma de vapor para ENDG2000 (normal)



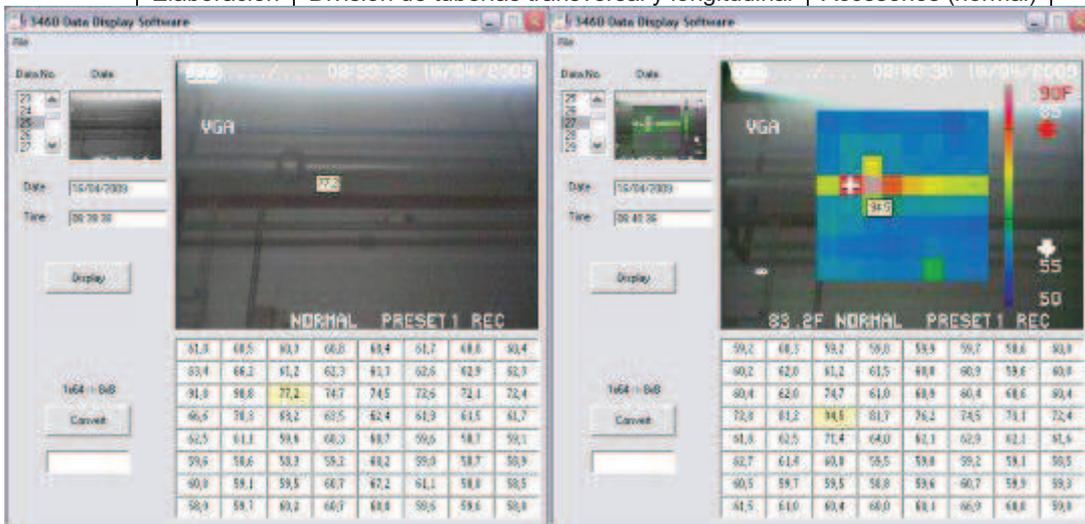
Área	Descripción de tubería	Punto caliente
Elaboración	Línea de vapor	Unión universal (normal)



Nº	Área	Descripción de tubería	Punto caliente
6	Elaboración	Línea de vapor	Superficie no hay accesorios



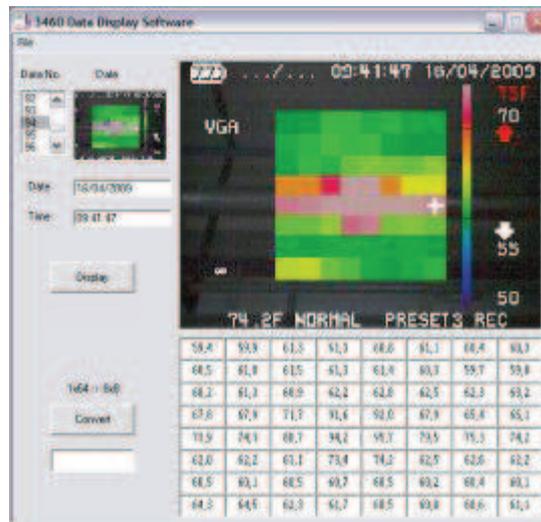
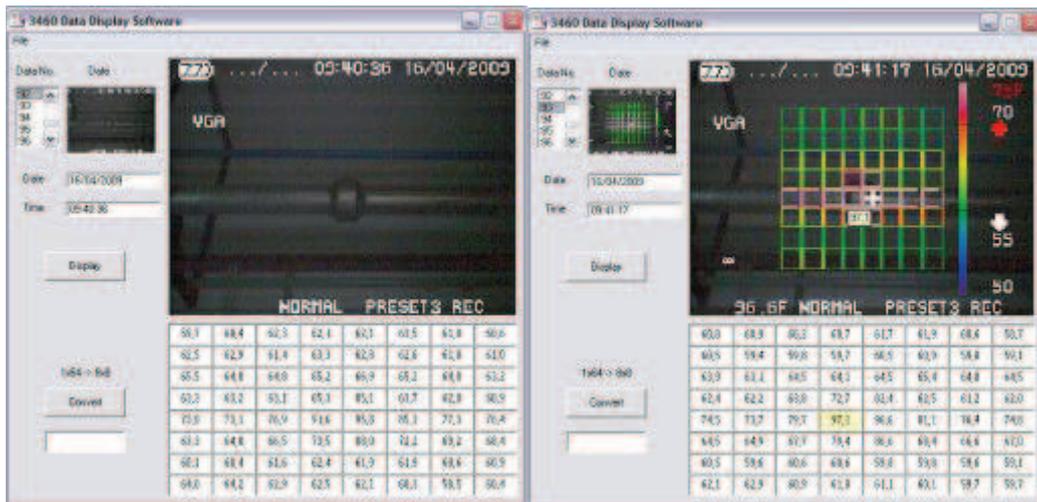
Área	Descripción de tubería	Punto caliente
Elaboración	División de tuberías transversal y longitudinal	Accesorios (normal)



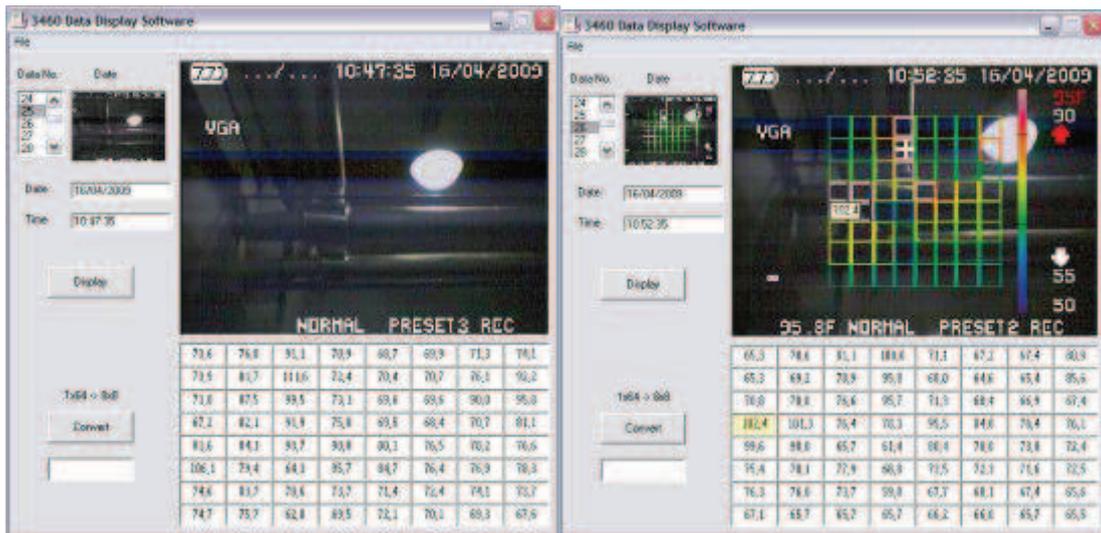
Nº	Área	Descripción de tubería	Punto caliente
7	Elaboración	Línea de vapor	Aislamiento de la brida



Nº	Área	Descripción de tubería	Punto caliente
8	Elaboración	Línea de vapor CNDG1000	Aislamiento de la brida y unión universal

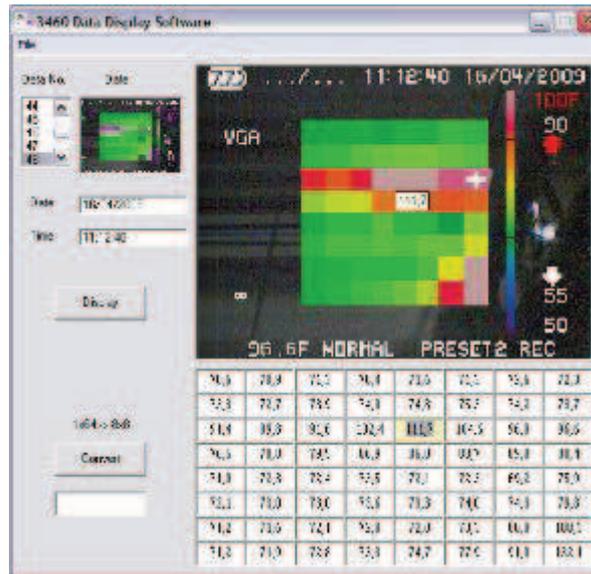


Nº	Área	Descripción de tubería	Punto caliente
9	Elaboración	Línea de vapor	Aislamiento de la brida



Nº	Área	Descripción de tubería	Punto caliente
10	Ahumado	Línea de vapor a marmitas	Aislamiento de codos

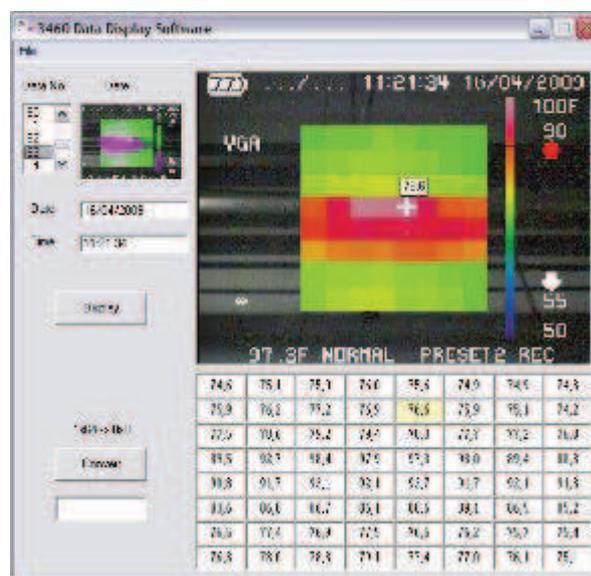
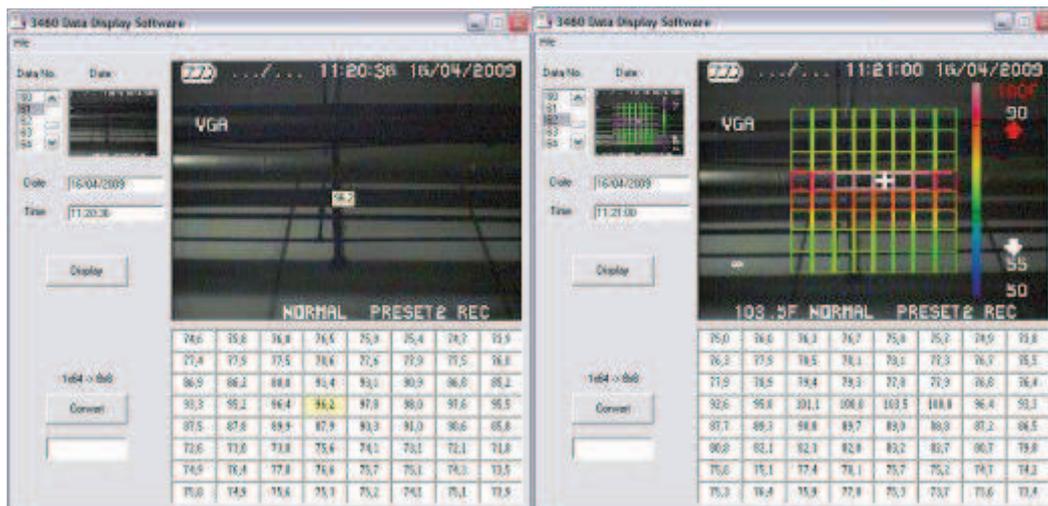




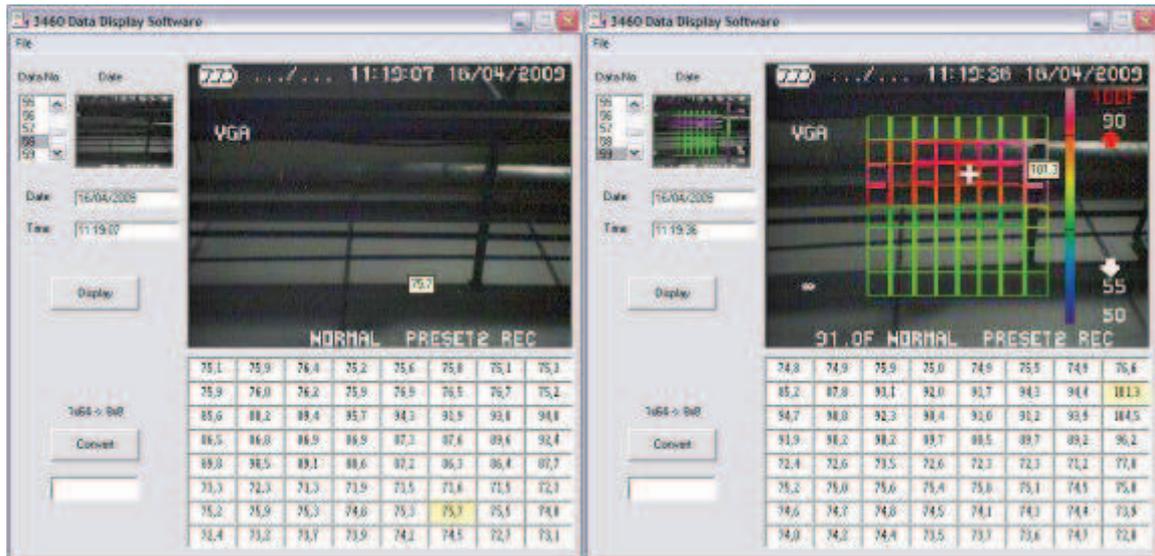
Nº	Área	Descripción de tubería	Punto caliente
11	Ahumado	Línea de vapor a marmitas	Aislamiento posterior a válv. de bola



Nº	Área	Descripción de tubería	Punto caliente
12	Ahumado	Caldera de vapor con serpentín HNMA2000-3000	Aislamiento posterior a la unión universal (en sentido de vapor)



Nº	Área	Descripción de tubería	Punto caliente
13	Ahumado	Entre HNMA3000 y 4000	Antes de soporte de tubería



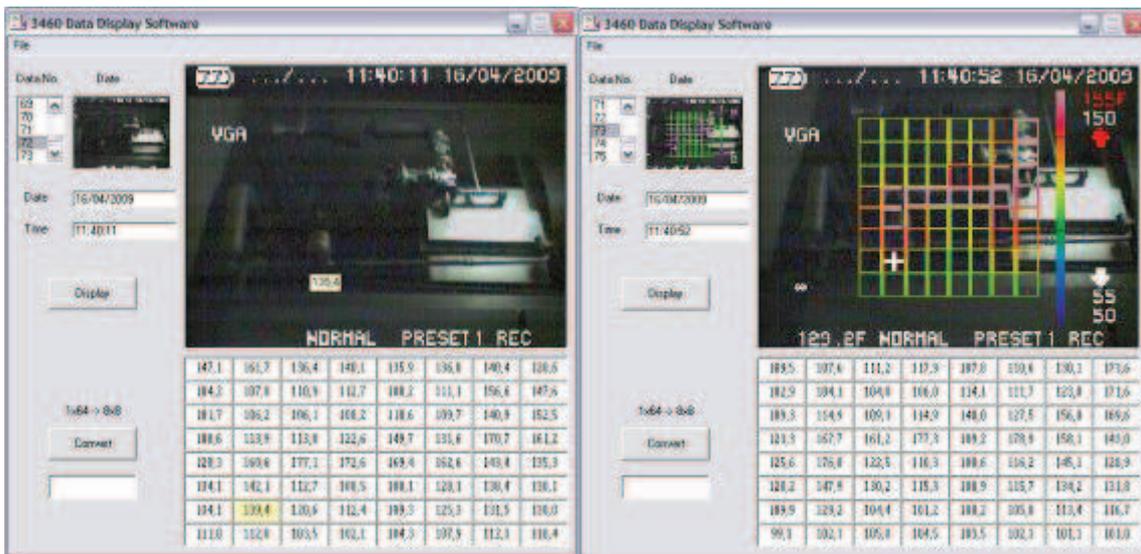
Área	Descripción de tubería	Punto caliente
Ahumado	Entre HNMA3000 y 4000	Soporte de tubería (normal)



Área	Descripción de tubería	Punto caliente
Ahumado	Fin de línea	Codo para HNMA1000



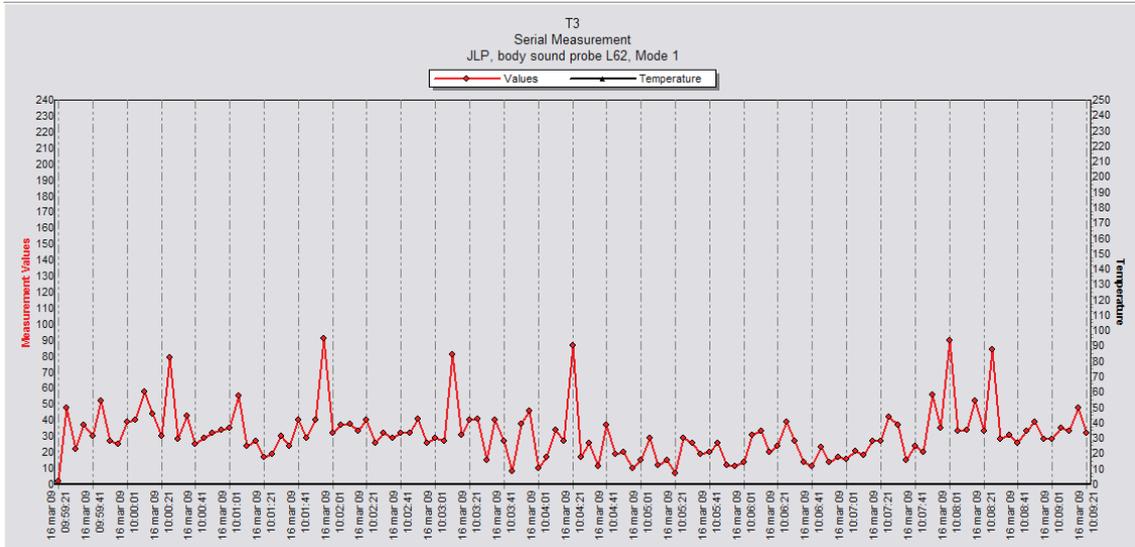
N°	Área	Descripción de tubería	Punto caliente
14	Ahumado	Fin de línea	Codo para HNMA1000 y tubería de vapor



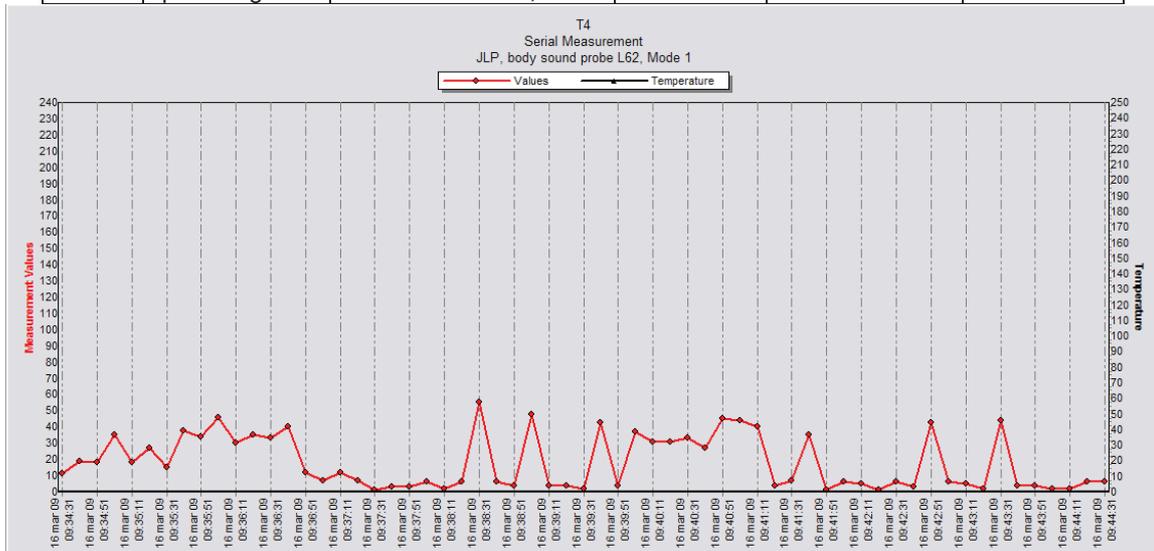
Área	Descripción de tubería	Punto caliente
Ahumado	Línea de vapor HNHO3000	Tubería sin aislar de humectación, val. y trampa de vapor

## ANEXO B-III

### Inspección Ultrasonica de las Trampas de Vapor

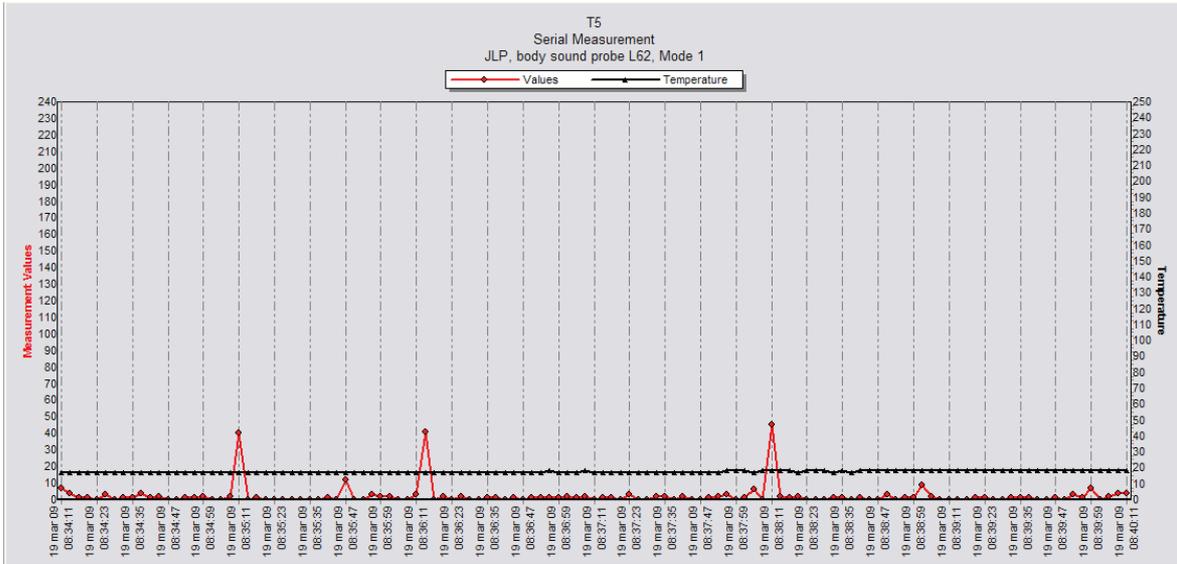


Cod.	EQUIPO	TIPO	Conexión (pulg)	ESTADO	Método de inspección
T3	pata de goteo	termodinámica, ST	1/2	ABIERTA	ultrasonico



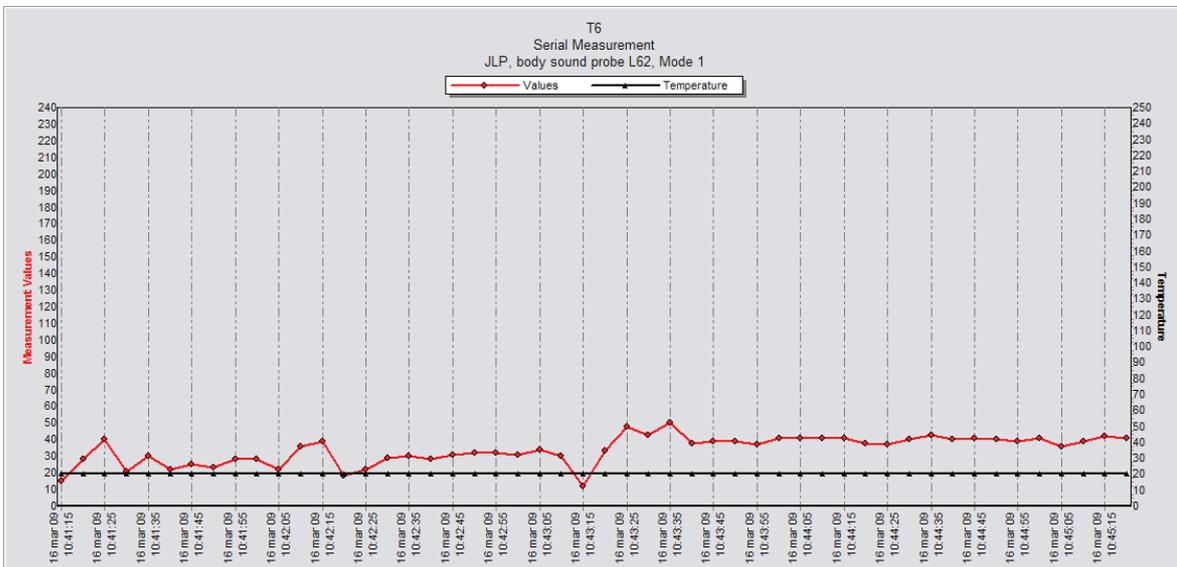
Cod.	EQUIPO	TIPO	Conexión (pulg)	ESTADO	Método de inspección
T4	Calentador de bunker	termodinámica	1/2	CORRECTO	ultrasonico

tiempo total de medición	0:10:00	Porcentaje de operación
tiempo total de apertura	0:09:40	
tiempo total de cierre	0:00:20	

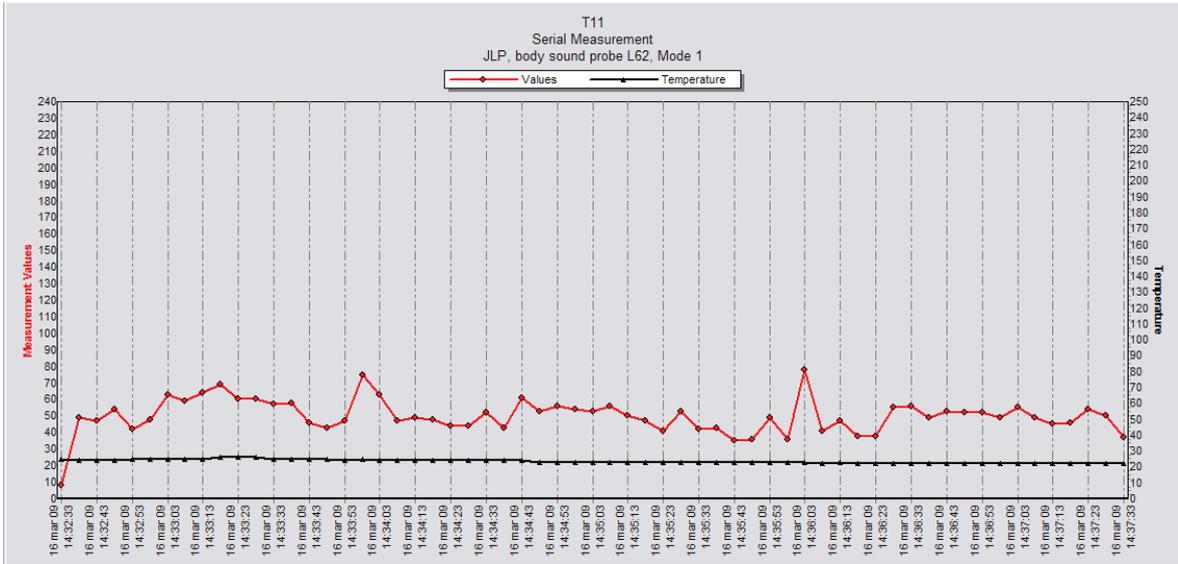


Cod.	EQUIPO	TIPO	Conexión (pulg)	ESTADO	Método de inspección
T5	ENDG1000	termodinámica, ST	1/2	CORRECTO	ultrasónico

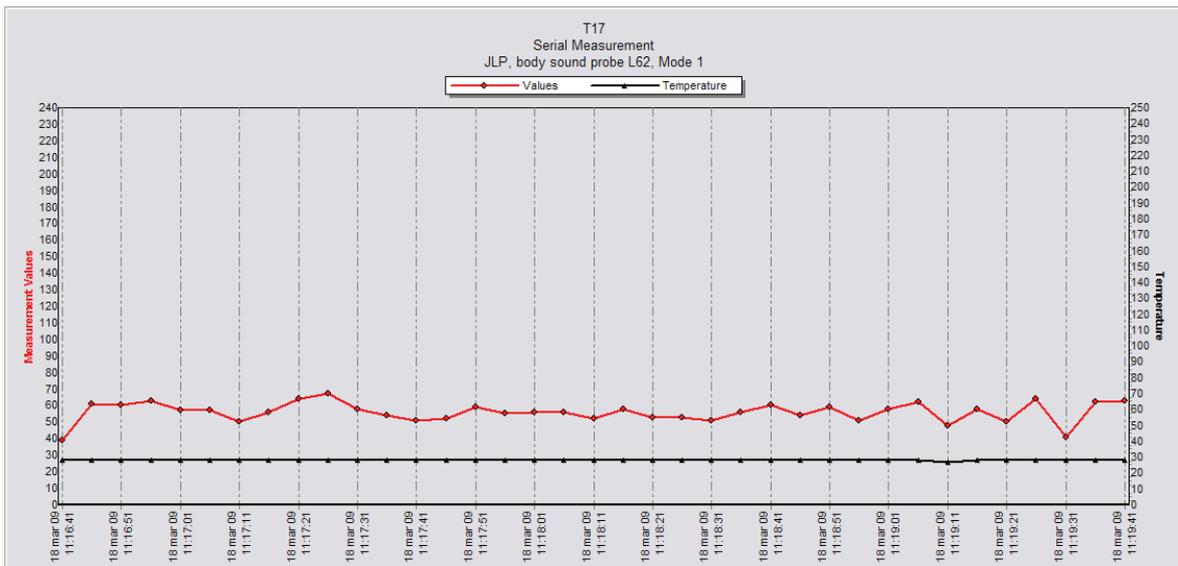
tiempo total de medición	0:06:00	Porcentaje de operación
tiempo total de apertura	0:00:53	
tiempo total de cierre	0:05:07	14,72



Cod.	EQUIPO	TIPO	Conexión (pulg)	ESTADO	Método de inspección
T6	CNDG1000	termodinámica	1/2	ABIERTA	ultrasónico

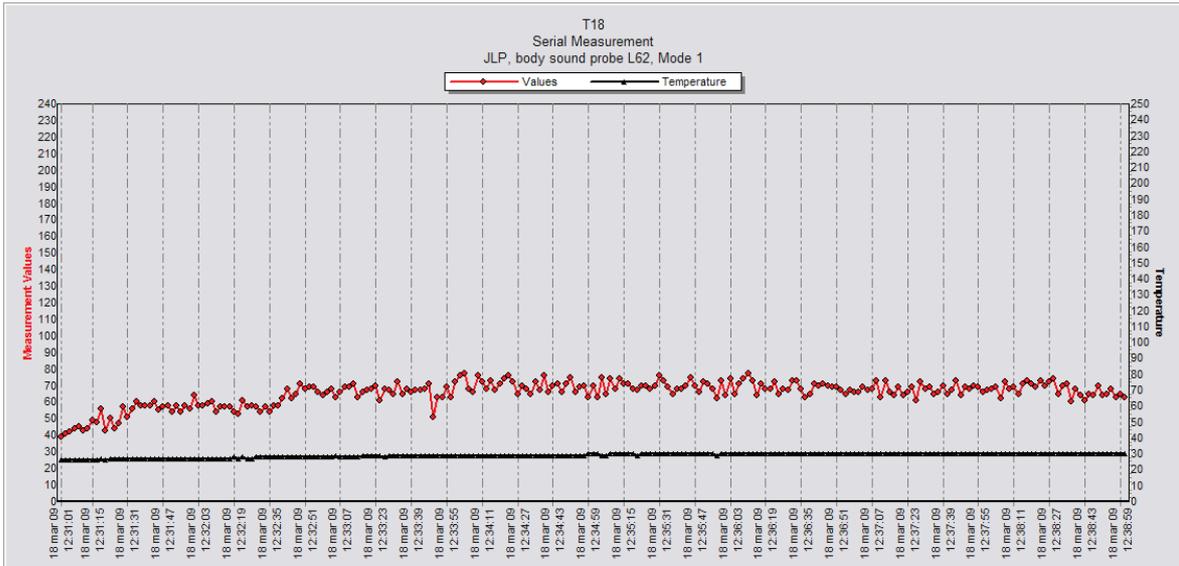


Cod.	EQUIPO	TIPO	Conexión (pulg)	ESTADO	Método de inspección
T11	HNMA4000	termodinámica, ST	1/2	ABIERTA	ultrasónico

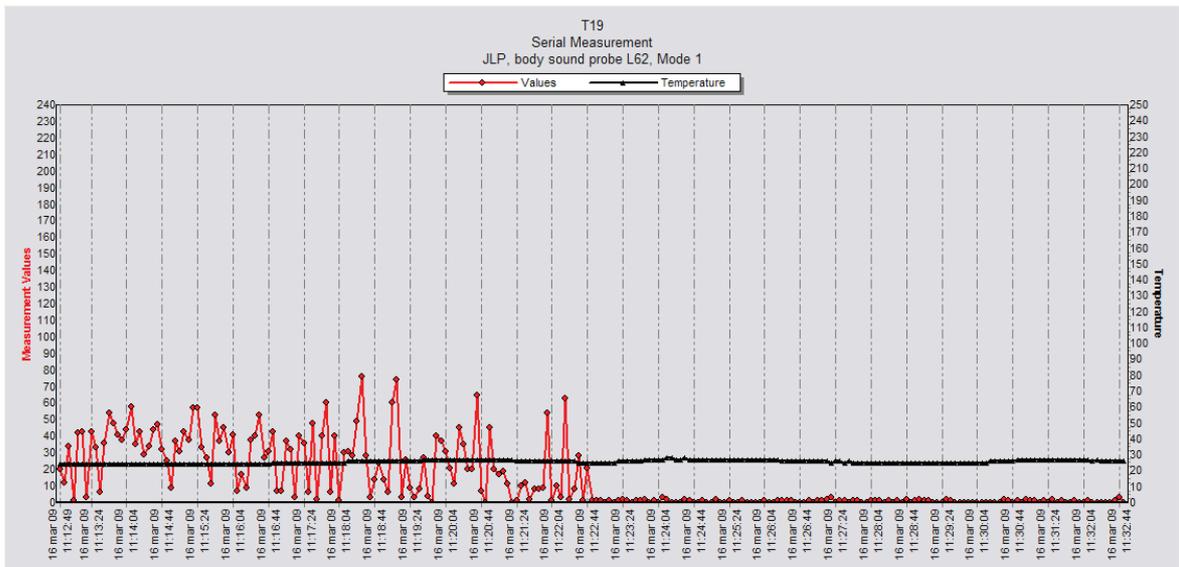


Cod.	EQUIPO	TIPO	Conexión (pulg)	ESTADO	Método de inspección
T17	HNMA2000	flotador-termostato	3/4	CORRECTO	ultrasónico

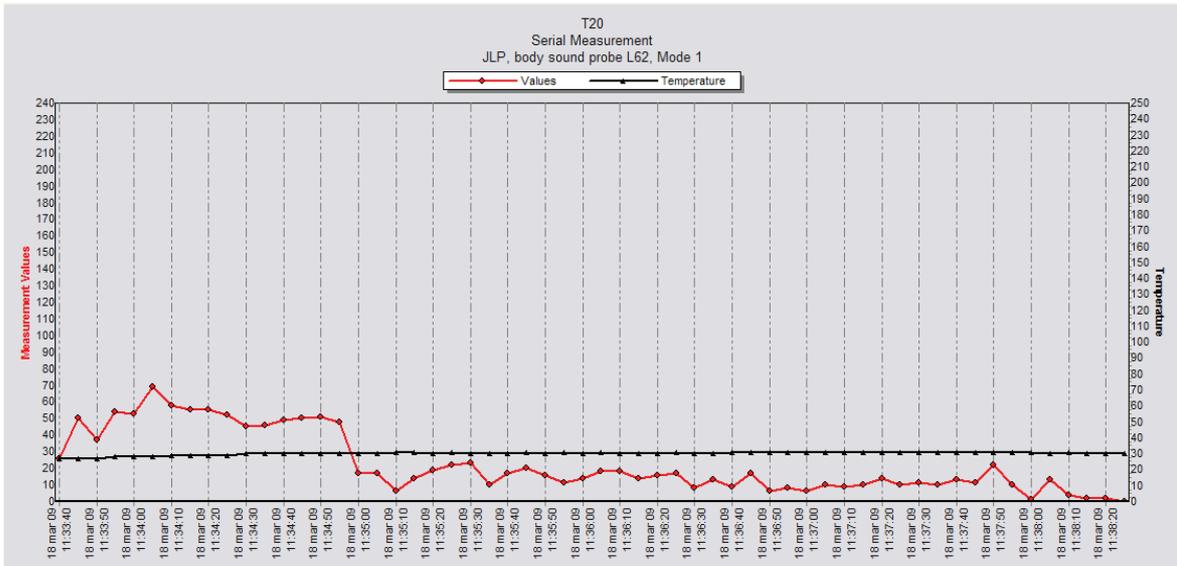
\*grabación solo durante el funcionamiento de la trampa de vapor (no los momentos de silencio de la trampa)



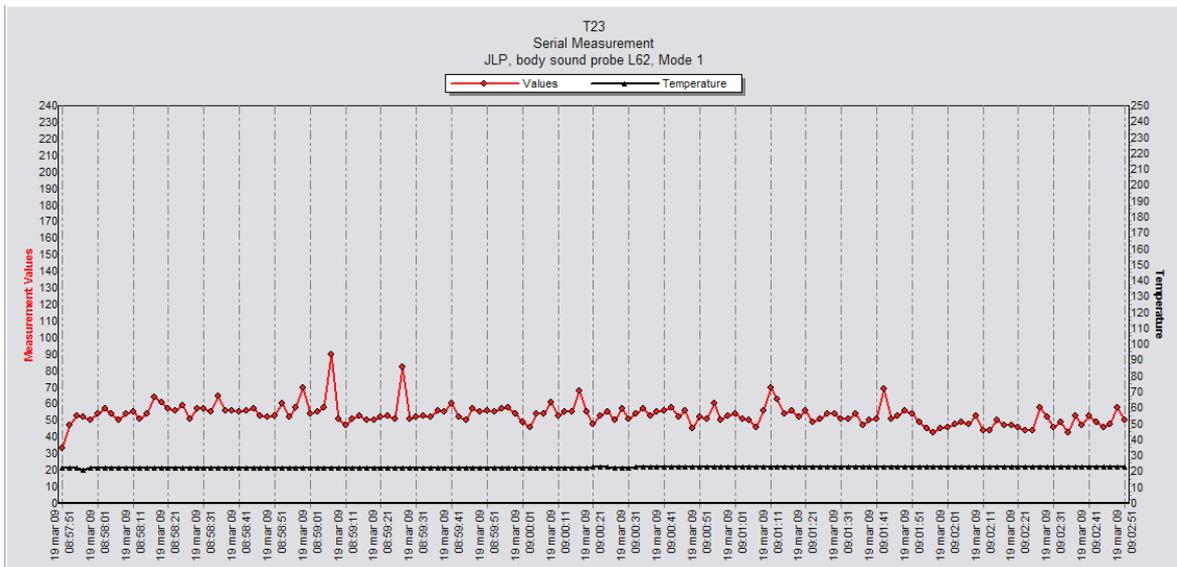
Cod.	EQUIPO	TIPO	Conexión (pulg)	ESTADO	Método de inspección
T18	HNMA2000	flotador-termostato	3/4	ABIERTA	ultrasónico



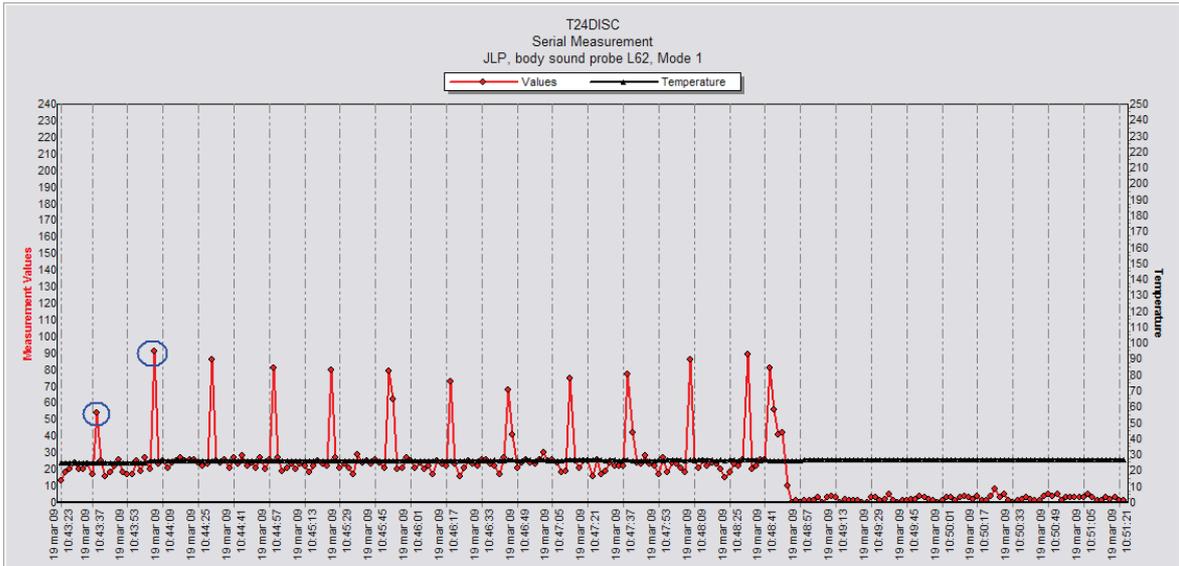
Cod.	EQUIPO	TIPO	Conexión (pulg)	ESTADO	Método de inspección
T19	HNMA6000	termodinámica	1	CORRECTO	ultrasónico



Cod.	EQUIPO	TIPO	Conexión (pulg)	ESTADO	Método de inspección
T20	HNMA6000	termodinámica	1	CORRECTO	ultrasónico



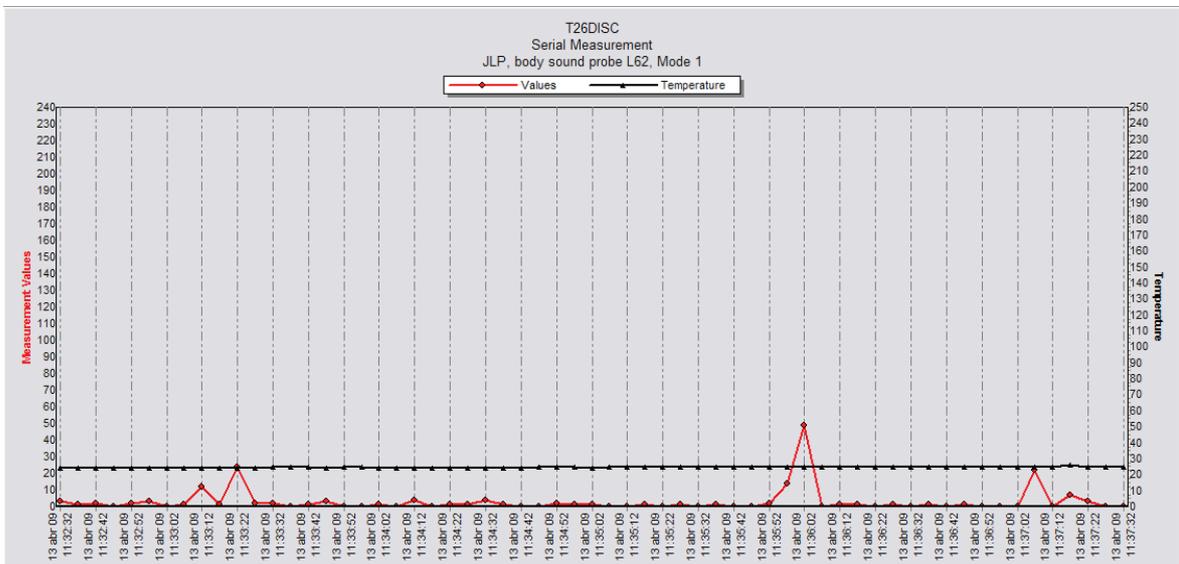
Cod.	EQUIPO	TIPO	Conexión (pulg)	ESTADO	Método de inspección
T23	HNMA3000	termodinámica, ST	1/2	ABIERTA	ultrasónico



Cod.	EQUIPO	TIPO	Conexión (pulg)	ESTADO	Método de inspección
T24	HNMA3000	flotador-termostato	1	CORRECTO	ultrasónico

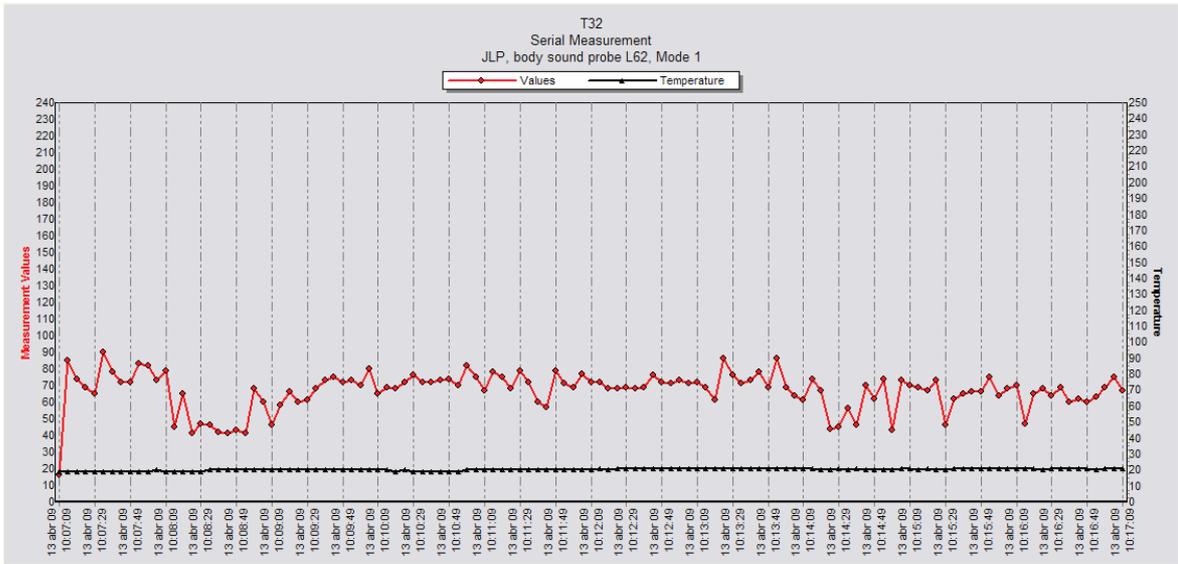
\*círculos de color azul indican descarga del termostato de la trampa

tiempo total de medición	0:07:58	Porcentaje de operación
tiempo total de apertura	0:05:34	
tiempo total de cierre	0:02:24	69,87



Cod.	EQUIPO	TIPO	Conexión (pulg)	ESTADO	Método de inspección
T26	HNMA2000	termodinámica, ST	1/2	CORRECTO	ultrasónico

tiempo total de medición	0:05:00	Porcentaje de operación
tiempo total de apertura	0:01:34	
tiempo total de cierre	0:03:26	31,33



Cod.	EQUIPO	TIPO	Conexión (pulg)	ESTADO	Método de inspección
T32	ENDG2000	termodinámica, ST	1/2	ABIERTA	ultrasónico

## ANEXO B-IV

**Tabla de flujo de vapor en orificios descargados a la atmósfera.<sup>21</sup>**

<b>Table 17: Steam Flow through Orifices Discharging to Atmosphere</b>													
Steam flow, lb/h, when steam gauge pressure is													
Diameter (inches)	2 psi	5 psi	10 psi	15 psi	25 psi	50 psi	75 psi	100 psi	125 psi	150 psi	200 psi	250 psi	300 psi
1/32	.31	.47	.58	.70	.94	1.53	2.12	2.7	3.3	3.9	5.1	6.3	7.4
1/16	1.25	1.86	2.3	2.8	3.8	6.1	8.5	10.8	13.2	15.6	20.3	25.1	29.8
3/32	2.81	4.20	5.3	6.3	8.45	13.8	19.1	24.4	29.7	35.1	45.7	56.4	67.0
1/8	4.5	7.5	9.4	11.2	15.0	24.5	34.0	43.4	52.9	62.4	81.3	100	119
5/32	7.8	11.7	14.6	17.6	23.5	38.3	53.1	67.9	82.7	97.4	127	156	186
3/16	11.2	16.7	21.0	25.3	33.8	55.1	76.4	97.7	119	140	183	226	268
7/32	15.3	22.9	28.7	34.4	46.0	75.0	104	133	162	191	249	307	365
1/4	20.0	29.8	37.4	45.0	60.1	98.0	136	173	212	250	325	401	477
9/32	25.2	37.8	47.4	56.9	76.1	124	172	220	268	316	412	507	603
5/16	31.2	46.6	58.5	70.3	94.0	153	212	272	331	390	508	627	745
11/32	37.7	56.4	70.7	85.1	114	185	257	329	400	472	615	758	901
3/8	44.9	67.1	84.2	101	135	221	306	391	476	561	732	902	1073
13/32	52.7	78.8	98.8	119	159	259	359	459	559	659	859	1059	1259
7/16	61.1	91.4	115	138	184	300	416	532	648	764	996	1228	1460
15/32	70.2	105	131	158	211	344	478	611	744	877	1144	1410	1676
1/2	79.8	119	150	180	241	392	544	695	847	998	1301	1604	1907

<sup>21</sup> SPIRAX SARCO, 1992, "Design of Fluid Systems", Allentown, pp.57

## ANEXO B-V

### Equipos de Diagnóstico Energético Empleados.

#### Detector ultrasónico de trampas de vapor



Figura N° F. 1 Detector ultrasónico marca SONOTECH, modelo SONAPHON E.

Principio de Funcionamiento.- Durante el flujo de líquidos y gases o en fugas, se emiten señales ultrasónicas (>20000 Hz) debido a la fricción interna que experimenta el fluido con las paredes interiores de la tubería que lo transporta.

Estas señales de alta frecuencia son localizadas exactamente con el empleo de detectores ultrasónicos. Dichas señales son convertidas en señales eléctricas y acústicas, que son escuchadas con parlantes o con audífonos.

Ultrasonido es una técnica muy empleada en mantenimiento predictivo.

El aire comprimido es una de los servicios más costosos en las plantas productivas. Se estima que entre un 20% a un 30% del aire comprimido se pierde por fugas causando sobrecarga en los compresores y fluctuaciones. La turbulencia que forman las fugas crea un sonido con un gran componente de ondas ultrasónicas.

Todos los rodamientos, bueno o malos, viejos o nuevos emiten energía ultrasónica causada por la fricción entre los elementos de rodadura y las pistas.

A mayor fricción o defectos en las superficies mayor es la emisión acústica. Un rodamiento correctamente lubricado emite menos energía ultrasónica que uno mal lubricado. Analizando periódicamente la emisión ultrasónica de un rodamiento se puede determinar cuando el rodamiento entra en su primera etapa de fallo.

Los crecientes costos de la energía han hecho que el vapor sea un servicio muy costoso para desperdiciar. Estudios realizados han encontrado que en una planta típica entre un 30% y un 40% de sus trampas de vapor no funcionan correctamente. Los problemas ocasionados por las trampas defectuosas van desde bajas eficiencias térmicas por condensados en el vapor hasta golpe de ariete. Utilizando ultrasónidos se puede determinar claramente si existe o no flujo de vapor pues el flujo turbulento genera ondas en el rango ultrasónico. Adicionalmente utilizando el mismo principio se pueden inspeccionar válvulas con problemas.

Aplicaciones.-

- Detección fácil de fugas en aire comprimido, vapor, gas y sistemas de vacío; calderas, tuberías, válvulas, trampas de vapor.
- Detección confiable y temprana de defectos en rodamientos y ruido de abrasión.
- Clara detección de daños en el aislamiento eléctrico durante descargas parciales.
- Interfaz con la computadora y a la memoria de datos del datalogger.



Figura N° F. 2 Conexión del detector de trampas de vapor con la PC.

Especificaciones.-

Frecuencia de operación	40 kHz
Rango de medición de temperatura	0 – 250 °C
Tiempo de operación con baterías	6 – 8 horas
Data logger	1000 valores medidos (single test) 10 000 valores medidos (long-time test)

### Cámara Termográfica

Termografía es otra técnica ampliamente empleada en el mantenimiento predictivo.



Figura N° F. 3 Cámara termográfica marca HIOKI.

Principio de Funcionamiento.-

Cada objeto que se encuentre a una temperatura superior al cero absoluto emite energía infrarroja según su temperatura. Midiendo la cantidad de esta energía

radiante emitida, es posible determinar la temperatura de un objeto emisor. La radiación infrarroja (radiación electromagnética) es detectada por un sensor de radiación de la cámara termográfica, la cual mediante un circuito electrónico permite tener una salida de temperatura.

Aplicaciones.-

- Instalaciones Eléctricas en general
- Conexiones
- Conductos de barras
- Líneas de baja, media y Alta tensión
- Transformadores de potencia
- Fusibles
- Interruptores
- Análisis de múltiples de escape en motores de combustión interna
- Aislaciones y Refractarios
- Hornos y Calderas
- Instalaciones Frigoríficas-Perdidas de frío
- Máquinas rotativas
- Líneas de vapor
- Rodamientos
- Intercambiadores de calor
- Torres de enfriamiento
- Pérdidas en válvulas líquidos-vapor
- Verificación de niveles de líquidos en recipientes

Fuente: <http://www.termografia.com/paginas/aplicaciones/mantenimiento.htm>

Especificaciones.-

Rango de medición	-58 a 1832 °F
Resolución	0.1°F
Exactitud	±10% °F (-58 a 31.9°F) ±3.6°F (32.0 a 392.0°F) ±1% °F (392.1 a 1832.0°F)

## Medidor de Flujo Térmico



Figura N° F. 4 Medidor de flujo térmico marca k-MG.

Principio de Funcionamiento.-

Mismo principio de funcionamiento que la cámara termográfica

Aplicaciones.-

Es utilizado para determinar las pérdidas de calor en tuberías de vapor, en la superficie de calderas, paredes aisladas, etc.

Especificaciones.-

Rango de medición	-58°C a 1999.9°C 1999W/m <sup>2</sup>
Exactitud	±0.5°C

# **ANEXO C**

## **REVAPORIZADO NO RECUPERADO**

ANEXO C-I

Tablas utilizadas para determinar el flujo de condensado de cada trampa vapor instalada en la Planta.

ANEXO C-II

Vapor flash no recuperado

## ANEXO C-I

### Tablas utilizadas para determinar el flujo de condensado de cada trampa vapor instalada en la Planta.

	T1	T17	T18
Spirax Sarco FT75	3/4"	3/4"	3/4"
P ingreso (psig)	25	100	100
P descarga (psig)	0	9	9
Des. Condensado (lbm/h)	875	1450	1450

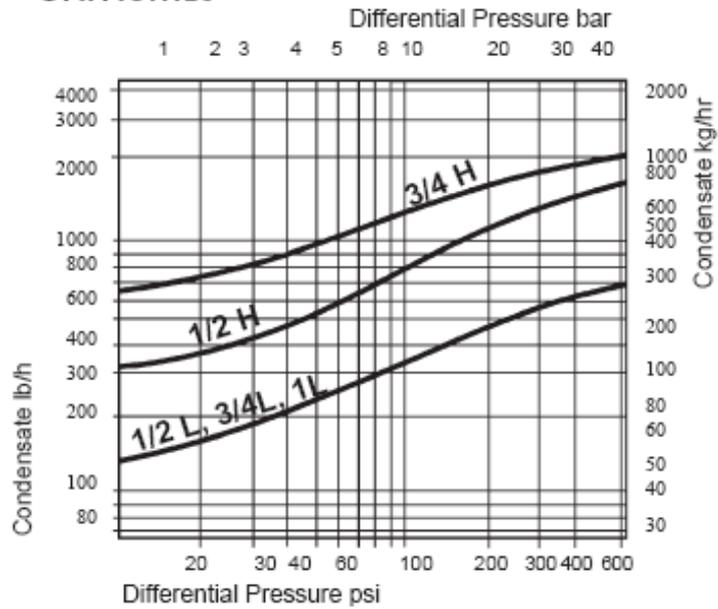
#### Capacities in lb/h hot condensate

Differential Pressure	FT, FTI-15 *				FT, FTI-30 *				FT, FTI-75 *				FT, FTI-125 *				FTI-200
	12",34",1"	1-1/4"	1-1/2"	2"	12",34",1"	1-1/4"	1-1/2"	2"	12",34",1"	1-1/4"	1-1/2"	2"	12",34",1"	1-1/4"	1-1/2"	2"	12",34",1"
1/4 .017	279	600	1100	2300	279	375	1000	1300	160	550	550	850	100	400	400	550	50
1/2 .033	369	770	1700	2800	369	500	1300	1800	213	725	725	1100	135	520	520	675	75
1 .07	489	980	2400	3600	489	690	1700	2500	280	960	960	1500	175	680	680	880	115
2 .14	650	1240	3300	4650	650	910	2300	3400	365	1300	1300	2000	230	890	890	1225	180
5 .33	785	1640	5000	6900	785	1200	3400	5200	520	1900	1900	3100	330	1300	1300	1950	230
10 .69	1000	2000	6600	9000	1000	1500	4600	6800	700	2650	2650	4150	415	1700	1700	2600	305
15 1.0	1075	2340	7600	10900	1075	1680	5500	7800	795	3050	3050	4750	500	2050	2050	3000	365
20 1.4					1210	1800	6000	8600	875	3400	3400	5200	565	2300	2300	3250	415
30 2.1					1370	2000	7000	10000	970	4000	4000	5800	665	2700	2700	3800	495
40 2.8									1120	4400	4400	6400	750	3000	3000	4200	530
50 3.5									1230	4750	4750	6800	830	3200	3200	4600	575
75 5.2									1450	5400	5400	7700	970	3800	3800	5500	680
100 6.9													1110	4200	4200	6100	750
125 8.6													1190	4500	4500	6600	820
150 10.3																	895
175 12.0																	930
200 13.8																	985

Spirax Sarco, TIS INDEX, 2:162

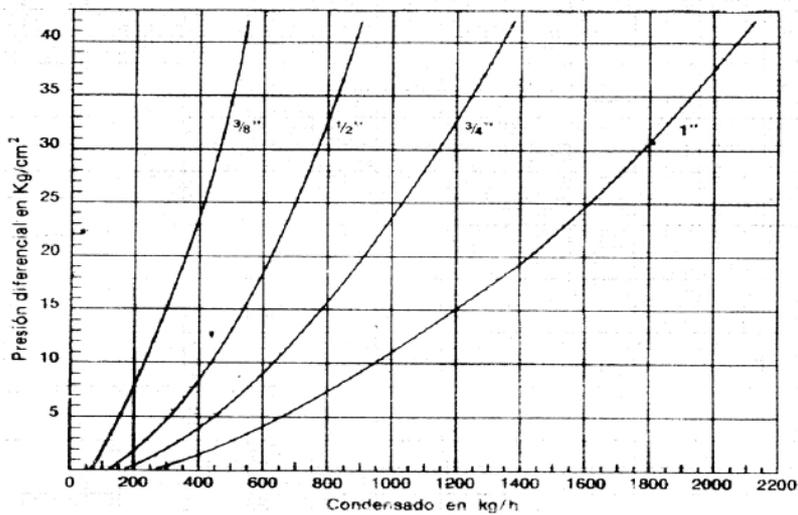
	T2	T19	T21	T26
Spirax Sarco TD42L	1/2"	1	3/4"	1/2"
P ingreso (psig)	100	100	100	100
P descarga (psig)	0	3	0	5
Des. Condensado (lbm/h)	300	300	300	300

## CAPACITIES



Spirax Sarco, TIS INDEX, 2:140

	T3	T8	T11	T12	T16	T23	T27	T28
Spirax Sarco TDS 52	1/2"	1/2"	1/2"	1/2"	3/4"	1/2"	1/2"	1/2"
P ingreso (písg)	100	100	100	100	100	100	100	100
P descarga (písg)	0	6	6	6	6	8	6	4
P diferencial (kg/cm <sup>2</sup> )	7.03	6.61	6.61	6.61	6.61	6.47	6.61	6.75
Des. Condensado (kg/h)	350	350	350	350	500	350	350	350



[http://www.termodinamica.cl/cgi-bin/procesa.pl?plantilla=/componente\\_display.html&id\\_prod=1163](http://www.termodinamica.cl/cgi-bin/procesa.pl?plantilla=/componente_display.html&id_prod=1163)

	T4	T5	T30
Spirax Sarco TD52	1/2"	1/2"	1"
P ingreso (písg)	100	100	100
P descarga (písg)	0	0	0

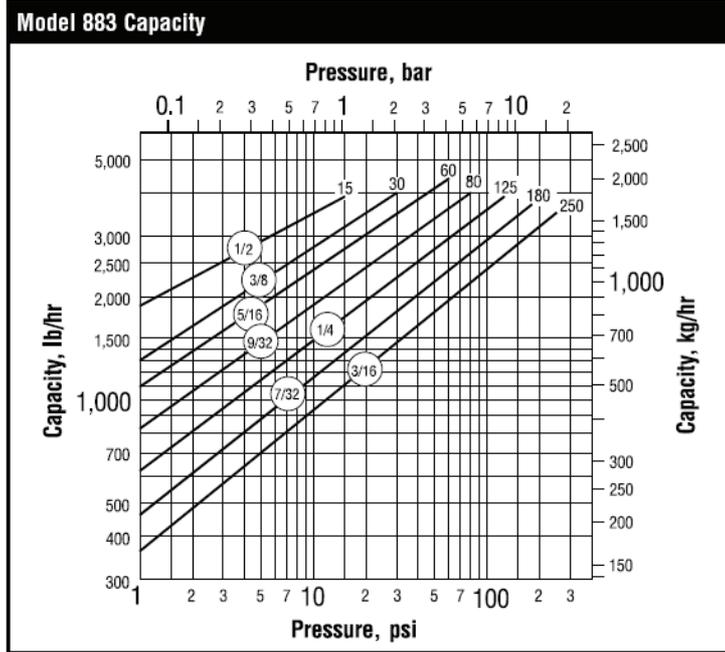
Des. Condensado (lbm/h)	810	810	1750
-------------------------	-----	-----	------

	T6	T22	T31
Spirax Sarco TD52L	1/2"	3/4"	3/4"
P ingreso (psig)	100	100	100
P descarga (psig)	0	4	0
Des. Condensado (lbm/h)	370	810	810

<b>Capacities</b>					
Pounds of condensate per hour continuous discharge at saturated steam temperature to atmosphere					
Inlet Pressure		3/8" TD52	1/2" TD52	TD52	TD52
psig	barg	1/2" TD52L	3/4" TD52L	3/4"	1"
3.5	.24	180	300	405	640
5	.34	185	310	420	670
10	.69	190	345	470	725
20	1.4	200	410	560	865
30	2.1	215	465	640	980
50	3.5	245	575	810	1200
75	5.2	305	700	1000	1470
100	6.9	370	810	1160	1750
150	10.3	500	1000	1450	2200
200	13.8	610	1140	1670	2600
250	17.2	700	1270	1900	2900
300	20.7	790	1410	2100	3250
350	24.1	880	1530	2250	3500
400	27.6	960	1630	2430	3780
450	31.0	1050	1730	2600	4020
500	34.5	1100	1830	2750	4250
550	37.9	1160	1910	2900	4450
600	41.4	1250	2000	3050	4700

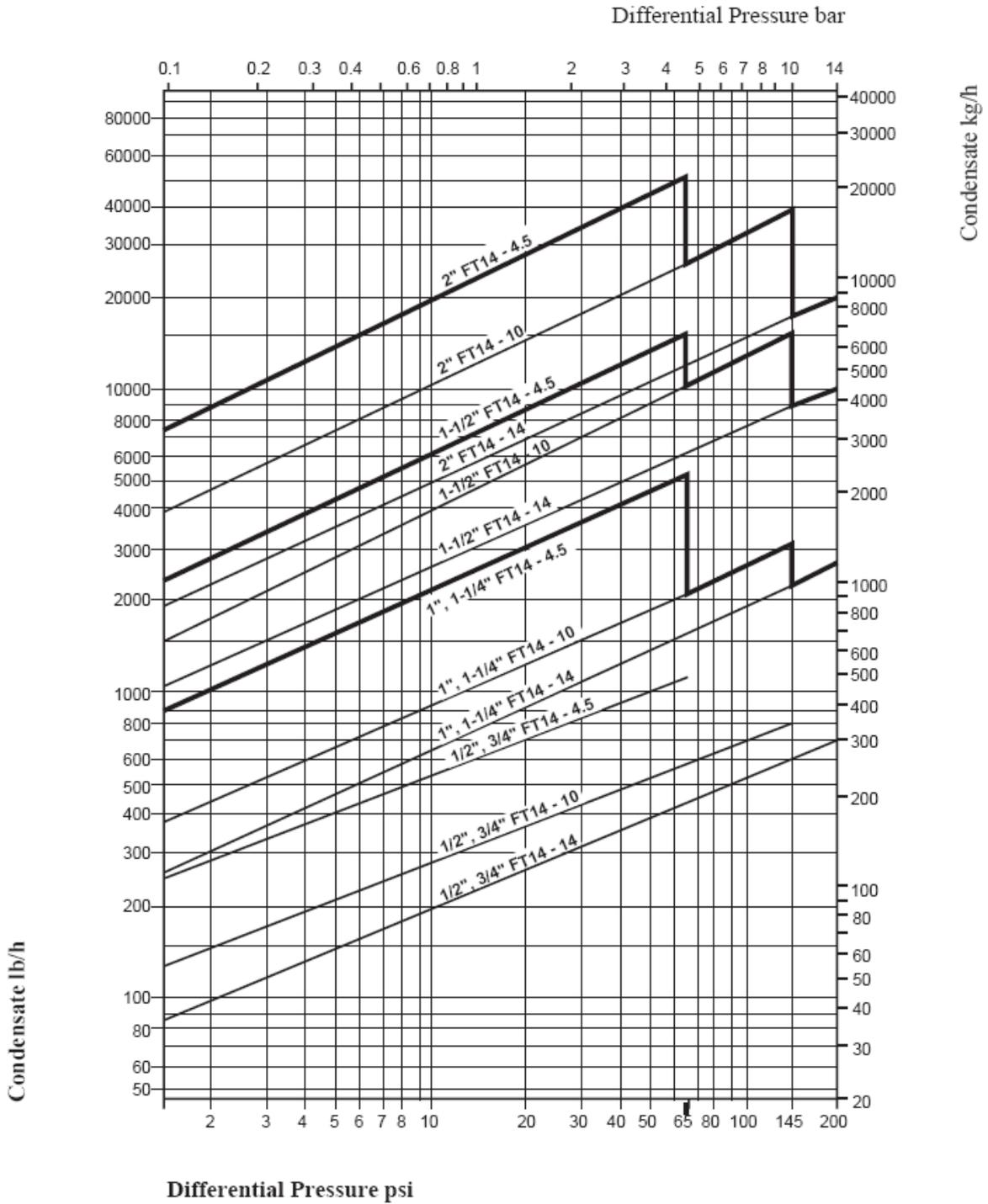
Spirax Sarco, TIS INDEX, 2:136

	T14	T15
Armstrong Model 880	1/2"	1/2"
P ingreso (psig)	100	100
P descarga (psig)	6	6
Des. Condensado (lbm/h)	4000	4000



<http://www.armstronginternational.com/files/common/allproductscatalog/apb-hvaclinecard.pdf.pp>. ST 20

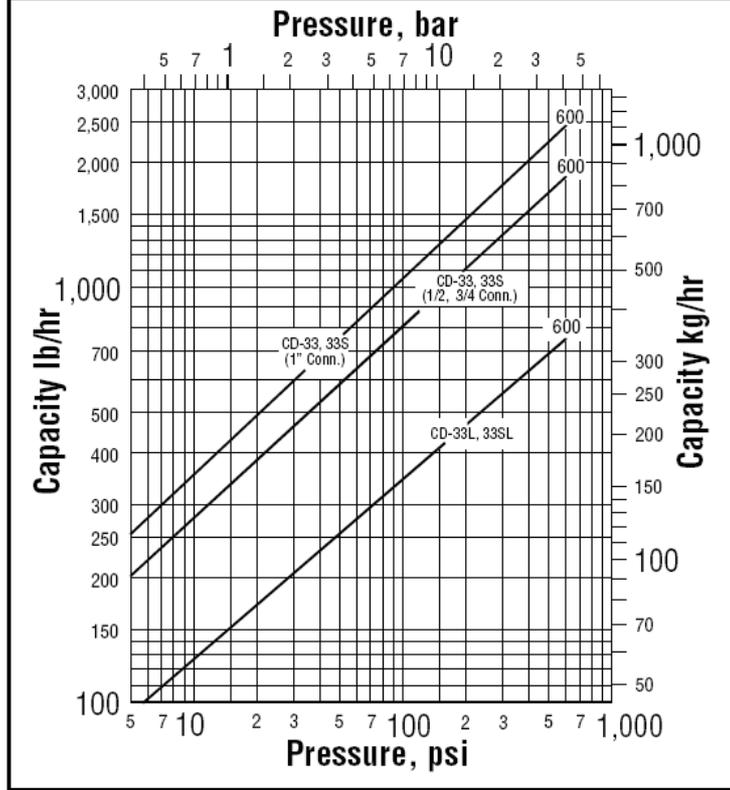
	T25
Spirax Sarco IFT14	1/2"
P ingreso (pisg)	25
P descarga (pisg)	6
Des. Condensado (lbm/h)	3500



Spirax Sarco, TIS INDEX, 2:167

	T32
Armstrong CD33SL	1/2"
P ingreso (písg)	100
P descarga (písg)	0
Des. Condensado (kg/h)	150

**Model CD-33 Capacity**



## ANEXO C-II

### Vapor flash no recuperado

Cod.	EQUIPO	TIPO/MODELO	MARCA/MODELO	Conexión (pulg)	Pingreso (psig)	L descarga (m)	P descarga (psig)	P diferencial (psig)	Condensado nominal (kg/h)	Porcentaje de operación	Condensado real (kg/h)
T1	SNCB1000	flotador-termostato	Spirax Sarco FT75	3/4	25		0	25,00	397,73	8,58	34,1250
T2	SNDV1000	termodinámica, ST	Spirax Sarco TD42L	1/2	100		0	100,00	136,36	96,67	131,8227
T3	pata de goteo	termodinámica, ST	Spirax Sarco TDS-52	1/2	100		0	100,00	350,00	96,67	338,3450
T4	Calentador de bunker	termodinámica	Spirax Sarco TD52	1/2	100		0	100,00	368,18	96,67	355,9214
T5	ENDG1000	Termodinámica	Spirax Sarco TD52	1/2	100		0	100,00	368,18	14,72	54,1964
T6	CNDG1000	termodinámica, ST	cambiada: Spirax Sarco TD52L	1/2	100		0	100,00	168,18	14,72	24,7564
T7	DNDG1000	termodinámica, ST		3/4	100		0	100,00		96,67	
T8	HNMA5000	termodinámica, ST	Spirax Sarco TDS-52	1/2	100	4,1	6	94,05	350,00		
T9	HNMA5000	retirada			100		0	100,00			
T10	HNMA5000	retirada			100		0	100,00			
T11	HNMA4000	termodinámica, ST	Spirax Sarco TDS-52	1/2	100	4,1	6	94,05	350,00	96,67	338,3450
*T12	HNMA4000	termodinámica, ST	Spirax Sarco TDS-52		100	4,1	6	94,05	350,00	8,58	30,0300
T13	HNMA4000	termoestática		3/4	100	4,1	6	94,05	272,73	8,58	23,4000
T14	HNMA3000	balde invertido	Armstrong Model 880	1/2	100	4,4	6	93,62	1818,18	8,58	156,0000
T15	HNMA3000	balde invertido	Armstrong Model 880	1/2	100	4,4	6	93,62	1818,18	8,58	156,0000

T16	HNMA3000	termodinámica, ST	Spirax TDS-52	Sarco	3/4	100	4,4	6	93,62	500,00	96,67	483,3500
T17	HNMA2000	flotador-termostato	Spirax FT75	Sarco	3/4	100	6,4	9	90,72	659,09	8,58	56,5500
T18	HNMA2000	flotador-termostato	Spirax FT75	Sarco	3/4	100	6,4	9	90,72	659,09	8,58	56,5500
**T19	HNMA6000	bimetálica, ST	cambiada: Spirax Sarco TD42L		1	100	2	3	97,10	136,36	8,58	11,7000
**T20	HNMA6000	bimetálica	cambiada: Trade Mark WP03		1	100	2,3	3	96,66	136,36	8,58	11,7000
T21	HNMA1000	termodinámica, ST	Spirax TD42L	Sarco	3/4	100	0	0	100,00	136,36	14,72	20,0727
T22	HNMA1000	termodinámica	Spirax TD52L	Sarco	3/4	100	3	4	95,65	368,18	96,67	355,9214
T23	HNMA3000	termodinámica, ST	Spirax TDS-52	Sarco	1/2	100	5,7	8	91,73	350,00	96,67	338,3450
T24	HNMA3000	flotador-termostato	Spirax F14HC	Sarco	1	25	7,8	11	13,69	1136,36	69,87	793,9773
T25	HNMA2000	flotador	Spirax IFT14	Sarco	1/2	25	4,1	6	19,05	1590,91	69,87	1111,5682
T26	HNMA2000	termodinámica, ST	Spirax TD42L	Sarco	1/2	100	3,3	5	95,21	136,36	31,33	42,7227
T27	HNMA1000	termodinámica, ST	Spirax TDS-52	Sarco	1/2	100	4,3	6	93,76	350,00	96,67	338,3450
T28	HNMA1000	termodinámica, ST	Spirax TDS-52	Sarco	1/2	100	3	4	95,65	350,00	96,67	338,3450
T29	HNMA1000	flotador-termostato	Spirax FT14HC	Sarco	1	25	4,8	7	18,04	1590,91	69,87	1111,5682
T30	NTAG1000	termodinámica	Spirax TD52	Sarco	1	100	0	0	100,00	795,45	96,67	768,9659
T31	NTAG1000	termodinámica, ST	Spirax TD52L	Sarco	3/4	100	0	0	100,00	368,18	96,67	355,9214
T32	ENDG2000	termodinámica, ST	Armstrong CD33SL		1/2	100	0	0	100,00	150,00	14,72	22,0800

Cod.	EQUIPO	TIPO/MODELO	MARCA/MODELO	Conexión (pulg)	Cálculo de vapor flash				Vapor Flash nominal (kg/h)	Vapor Flash real (kg/h)	Vapor Flash (lbm/h)
					hf alta (KJ/kg)	hf baja (KJ/kg)	hf baja (KJ/kg)	%Vapor flash			
T1	SNCB1000	flotador-termostato	Spirax FT75	3/4	712,6866	384,1663	2278,7441	14,42	57,34	4,92	10,82

T2	SNDV1000	termodinámica, ST	Spirax TD42L	Sarco	1/2	712.6866	384,1663	2278,7441	14,42	19,66	19,00	41,81
T3	pata de goteo	termodinámica, ST	Spirax TDS-52	Sarco	1/2	712.6866	384,1663	2278,7441	14,42	50,46	48,78	107,31
T4	Calentador de bunker	termodinámica	Spirax TD52	Sarco	1/2	712.6866	384,1663	2278,7441	14,42	53,08	51,31	112,89
T5	ENDG1000	Termodinámica	Spirax TD52	Sarco	1/2	712.6866	384,1663	2278,7441	14,42	53,08	7,81	17,19
T6	CNDG1000	termodinámica	cambiada: Spirax Sarco TD52L	Sarco	3/4	712.6866	384,1663	2278,7441	14,42	24,25	3,57	7,85
T7	DNDG1000	termodinámica, ST	Spirax TD52	Sarco	1/2	712.6866	435,4304	2.246,59	12,34	0,00	0,00	0,00
T8	HNMA5000	termodinámica, ST	Spirax TDS-52	Sarco	1/2	712.6866	435,4304	2.246,59	12,34	43,19	0,00	0,00
T9	HNMA5000	retirada	Spirax TDS-52	Sarco		712.6866	384,1663	2278,7441	14,42	0,00	0,00	0,00
T10	HNMA5000	retirada	Spirax TDS-52	Sarco		712.6866	384,1663	2278,7441	14,42	0,00	0,00	0,00
T11	HNMA4000	termodinámica, ST	Spirax TDS-52	Sarco	1/2	712.6866	435,4304	2.246,59	12,34	43,19	41,76	91,86
*T12	HNMA4000	termodinámica, ST	Spirax TDS-52	Sarco		712.6866	435,4304	2.246,59	12,34	43,19	3,71	8,15
T13	HNMA4000	termoestática	Armstrong Model 880	Model	3/4	712.6866	435,4304	2.246,59	12,34	33,66	2,89	6,35
T14	HNMA3000	baide invertido	Armstrong Model 880	Model	1/2	712.6866	435,4304	2.246,59	12,34	224,39	19,25	42,35
T15	HNMA3000	baide invertido	Armstrong Model 880	Model	1/2	712.6866	435,4304	2.246,59	12,34	224,39	19,25	42,35
T16	HNMA3000	termodinámica, ST	Spirax TDS-52	Sarco	3/4	712.6866	435,4304	2.246,59	12,34	61,71	59,65	131,23
T17	HNMA2000	flotador-termostato	Spirax FT75	Sarco	3/4	712.6866	455,5821	2.233,6961	11,51	75,86	6,51	14,32
T18	HNMA2000	flotador-termostato	Spirax FT75	Sarco	3/4	712.6866	455,5821	2.233,6961	11,51	75,86	6,51	14,32
**T19	HNMA6000	bimetálica, ST	cambiada: Spirax Sarco TD42L	Sarco	1	712.6866	412,0982	2.261,3362	13,29	18,13	1,56	3,42
**T20	HNMA6000	bimetálica	cambiada: Trade Mark WP03	Trade Mark	1	712.6866	412,0982	2.261,3362	13,29	18,13	1,56	3,42
T21	HNMA1000	termodinámica, ST	Spirax TD42L	Sarco	3/4	712.6866	384,1663	2278,7441	14,42	19,66	2,89	6,37
T22	HNMA1000	termodinámica	Spirax TD52L	Sarco	3/4	712.6866	420,2998	2.256,1749	12,96	47,71	46,13	101,48
T23	HNMA3000	termodinámica, ST	Spirax TDS-52	Sarco	1/2	712.6866	449,1586	2.237,8229	11,78	41,22	39,84	87,66

T24	HNMA3000	flotador- termostato	Spirax F14HC	Sarco	1	533,7532	467,6779	2.225,8821	2,97	33,73	23,57	51,85
T25	HNMA2000	flotador	Spirax IFT14	Sarco	1/2	533,7532	435,4304	2.246,5908	4,38	69,63	48,65	107,03
T26	HNMA2000	termodinámica, ST	Spirax TD42L	Sarco	1/2	712,6866	428,0605	2.251,2693	12,64	17,24	5,40	11,88
T27	HNMA1000	termodinámica, ST	Spirax TDS-52	Sarco	1/2	712,6866	435,4304	2.246,5908	12,34	43,19	41,76	91,86
T28	HNMA1000	termodinámica, ST	Spirax TDS-52	Sarco	1/2	712,6866	420,2998	2.256,1749	12,96	45,36	43,85	96,46
T29	HNMA1000	flotador- termostato	Spirax FT14HC	Sarco	1	533,7532	442,4513	2.242,1154	4,07	64,78	45,26	99,58
T30	NTAG1000	termodinámica	Spirax TD52	Sarco	1	712,6866	384,1663	2278,7441	14,42	114,68	110,86	243,89
T31	NTAG1000	termodinámica, ST	Spirax TD52L	Sarco	3/4	712,6866	384,1663	2278,7441	14,42	53,08	51,31	112,89
T32	ENDG2000	termodinámica, ST	Armstrong CD33SL		1/2	712,6866	384,1663	2278,7441	14,42	21,63	3,18	7,00
									1691,47	760,74	1673,62	

# **ANEXO D**

## **DIMENSIONAMIENTO DE AISLANTE TÉRMICO Y TANQUES FLASH**

### **ANEXO D-I**

Flujo de Calor Calculados para Distintos Espesores de Aislamiento.

### **ANEXO D-II**

Selección del Número de Tanques Flash y sus Dimensiones.

### **ANEXO D-III**

Cálculos para determinar el espesor de aislamiento óptimo en tuberías de conducción de bunker.

### **ANEXO D-IV**

Cotizaciones de materiales para las propuestas de ahorro de energía.

## ANEXO D-I

### Flujo de Calor Calculados para Distintos Espesores de Aislamiento.

TUBERÍA 1:

					SUPUESTO				
	aislante(pulg)	A3(m <sup>2</sup> )	R1(°C/W)	R2(°C/W)	R3(°C/W)	R4(°C/W)	RT(°C/W)	UA(W/°C)	Ue(W/°C)
1	0,25	1,46712377	0,020489	9,4251E-05	1,4031E-01	1,3632E-01	2,9722E-01	3,3645E+00	2,2933E+00
2	0,5	1,86610604	0,020489	9,4251E-05	2,4666E-01	1,0718E-01	3,7442E-01	2,6708E+00	1,4312E+00
3	1	2,66407057	0,020489	9,4251E-05	4,0405E-01	7,5073E-02	4,9970E-01	2,0012E+00	7,5118E-01
4	1,5	3,4620351	0,020489	9,4251E-05	5,1988E-01	5,7769E-02	5,9823E-01	1,6716E+00	4,8284E-01
5	2	4,25999964	0,020489	9,4251E-05	6,1157E-01	4,6948E-02	6,7911E-01	1,4725E+00	3,4566E-01
6	2,5	5,05796417	0,020489	9,4251E-05	6,8748E-01	3,9542E-02	7,4761E-01	1,3376E+00	2,6446E-01
7	3	5,85592871	0,020489	9,4251E-05	7,5224E-01	3,4153E-02	8,0698E-01	1,2392E+00	2,1161E-01

COMPROBACIÓN									
	Te(°C)	$\beta$ (1/K)	Tf(°C)	h(W/m <sup>2</sup> °C)	R4(°C/W)	RT(°C/W)	UA(W/°C)	Ue(W/°C)	$\alpha_1$
1	47,6792	3,3784E-03	35,5060	6,4202E+00	1,0617E-01	2,6706E-01	3,7444E+00	2,5522E+00	3,3333E+00
2	38,3214	3,3784E-03	30,8049	5,3739E+00	9,9717E-02	3,6696E-01	2,7251E+00	1,4603E+00	7,9105E-01
3	31,0078	3,3784E-03	27,0964	4,1880E+00	8,9630E-02	5,1426E-01	1,9445E+00	7,2991E-01	-1,3117E+00
4	28,1386	3,3784E-03	25,6331	3,5127E+00	8,2229E-02	6,2269E-01	1,6059E+00	4,6387E-01	-1,9353E+00
5	26,6755	3,3784E-03	24,8850	3,0688E+00	7,6494E-02	7,0865E-01	1,4111E+00	3,3125E-01	-2,1165E+00
6	25,8105	3,3784E-03	24,4422	2,7490E+00	7,1919E-02	7,7998E-01	1,2821E+00	2,5348E-01	-2,1440E+00
7	25,2481	3,3784E-03	24,1540	2,5076E+00	6,8098E-02	8,4093E-01	1,1892E+00	2,0307E-01	-2,1081E+00

CAMBIO TEMPERATURA EXTERIOR Te									
	Te(°C)	$\beta$ (1/K)	Tf(°C)	h(W/m <sup>2</sup> °C)	R4(°C/W)	RT(°C/W)	UA(W/°C)	Ue(W/°C)	$\alpha_2$
1	35,0000	3,3784E-03	29,0000	5,3493E+00	1,2742E-01	2,8832E-01	3,4684E+00	2,3641E+00	-1,2101E+01
2	35,0000	3,3784E-03	29,0000	5,0371E+00	1,0639E-01	3,7363E-01	2,6764E+00	1,4342E+00	-3,5276E+00
3	30,0000	3,3784E-03	26,5000	4,0263E+00	9,3229E-02	5,1786E-01	1,9310E+00	7,2484E-01	-2,8175E+00
4	30,0000	3,3784E-03	26,5000	3,7710E+00	7,6597E-02	6,1706E-01	1,6206E+00	4,6810E-01	2,3061E-01
5	25,0000	3,3784E-03	24,0000	2,6192E+00	8,9624E-02	7,2178E-01	1,3855E+00	3,2523E-01	-4,7714E+00
6	25,0000	3,3784E-03	24,0000	2,5091E+00	7,8795E-02	7,8686E-01	1,2709E+00	2,5126E-01	-3,4609E+00
7	25,0000	3,3784E-03	24,0000	2,4189E+00	7,0597E-02	8,4342E-01	1,1856E+00	2,0247E-01	-2,5646E+00

Ejemplo de interpolación

$\alpha$	T4(°C)
3,3333E+00	48,012
0	45,2018
-1,2101E+01	35,000

Para $\alpha \approx 0$								
	Te(°C)	$\beta$ (1/K)	Tf(°C)	h(W/m <sup>2</sup> °C)	R4(°C/W)	RT(°C/W)	UA(W/°C)	Ue(W/°C)
1	48,012	3,3784E-03	33,9588	6,2104E+00	1,0975E-01	2,7065E-01	3,6948E+00	2,5184E+00
2	37,7093	3,3784E-03	30,3547	5,2973E+00	1,0116E-01	3,6840E-01	2,7144E+00	1,4546E+00
3	32,0639	3,3784E-03	27,5320	4,2951E+00	8,7394E-02	5,1203E-01	1,9530E+00	7,3310E-01
4	29,6876	3,3784E-03	26,3438	3,7291E+00	7,7458E-02	6,1792E-01	1,6183E+00	4,6745E-01
5	28,0790	3,3784E-03	25,5395	3,3053E+00	7,1020E-02	7,0318E-01	1,4221E+00	3,3383E-01
6	27,2391	3,3784E-03	25,1196	3,0272E+00	6,5310E-02	7,7337E-01	1,2930E+00	2,5564E-01
7	26,6569	3,3784E-03	24,8285	2,8125E+00	6,0716E-02	8,3354E-01	1,1997E+00	2,0487E-01

aislante(pulg)	Flujo de Energía			Ahorro de Energía	Ahorro Anual de Energía		
	Con aislamiento		Sin aislamiento		Q3 = Q1 - Q2 (KJ/h)	(kJ)	(kWh)
	(W)	Q2 (KJ/h)	Q1 (KJ/h)				
1	0,25	80,981	291,531	12516,75	12225,215	71010770,19	19725,21
2	0,5	39,927	143,738	12516,75	12373,008	71869234,34	19963,68
3	1	17,702	63,727	12516,75	12453,018	72333978,18	20092,77
4	1,5	10,823	38,962	12516,75	12477,784	72477829,37	20132,73
5	2	7,223	26,003	12516,75	12490,743	72553105,00	20153,64
6	2,5	5,481	19,733	12516,75	12497,013	72589523,58	20163,76
7	3	4,387	15,794	12516,75	12500,952	72612402,79	20170,11

## TUBERÍA 2:

					SUPUESTO				
aislante(pulg)	A3(m <sup>2</sup> )	R1(°C/W)	R2(°C/W)	R3(°C/W)	R4(°C/W)	RT(°C/W)	UA(W/°C)	U3(W/°C)	
1	0,25	2,40583165	0,02281884	4,5396E-05	8,3428E-02	8,3131E-02	1,8942E-01	5,2792E+00	2,1943E+00
2	0,5	2,96440683	0,02281884	4,5396E-05	1,4936E-01	6,7467E-02	2,3969E-01	4,1721E+00	1,4074E+00
3	1	4,08155718	0,02281884	4,5396E-05	2,5035E-01	4,9001E-02	3,2221E-01	3,1036E+00	7,6039E-01
4	1,5	5,19870752	0,02281884	4,5396E-05	3,2674E-01	3,8471E-02	3,8808E-01	2,5768E+00	4,9566E-01
5	2	6,31585787	0,02281884	4,5396E-05	3,8821E-01	3,1666E-02	4,4274E-01	2,2586E+00	3,5762E-01
6	2,5	7,43300822	0,02281884	4,5396E-05	4,3964E-01	2,6907E-02	4,8941E-01	2,0433E+00	2,7489E-01
7	3	8,55015857	0,02281884	4,5396E-05	4,8386E-01	2,3391E-02	5,3011E-01	1,8864E+00	2,2063E-01

COMPROBACIÓN									
	T4(°C)	$\beta$ (1/K)	Tf(°C)	h(W/m <sup>2</sup> °C)	R4(°C/W)	RT(°C/W)	UA(W/°C)	U3(W/°C)	$\alpha_1$
1	55,9360	3,3784E-03	39,4680	6,6079E+00	6,2903E-02	1,6920E-01	5,9103E+00	2,4567E+00	5,0348E+00
2	44,1244	3,3784E-03	33,5622	5,6158E+00	6,0069E-02	2,3229E-01	4,3050E+00	1,4522E+00	1,7175E+00
3	34,4131	3,3784E-03	28,7065	4,4461E+00	5,5106E-02	3,2832E-01	3,0458E+00	7,4625E-01	-1,1832E+00
4	30,4397	3,3784E-03	26,7198	3,7623E+00	5,1128E-02	4,0074E-01	2,4954E+00	4,8001E-01	-2,1353E+00
5	28,3677	3,3784E-03	25,6838	3,3036E+00	4,7927E-02	4,5900E-01	2,1786E+00	3,4495E-01	-2,4685E+00
6	27,1260	3,3784E-03	25,0630	2,9701E+00	4,5296E-02	5,0780E-01	1,9693E+00	2,6494E-01	-2,5684E+00
7	26,3115	3,3784E-03	24,6558	2,7151E+00	4,3077E-02	5,4980E-01	1,8188E+00	2,1273E-01	-2,5685E+00

CAMBIO TEMPERATURA EXTERIOR Te									
	T4(°C)	$\beta$ (1/K)	Tf(°C)	h(W/m <sup>2</sup> °C)	R4(°C/W)	RT(°C/W)	UA(W/°C)	U3(W/°C)	$\alpha_2$
1	35,0000	3,3784E-03	29,0000	5,1397E+00	8,0872E-02	1,8716E-01	5,3429E+00	2,2208E+00	-2,0428E+01
2	30,0000	3,3784E-03	26,5000	4,2642E+00	7,9109E-02	2,5133E-01	3,9788E+00	1,3422E+00	-1,6622E+01
3	30,0000	3,3784E-03	26,5000	3,9365E+00	6,2239E-02	3,3545E-01	2,9811E+00	7,3038E-01	-6,9243E+00
4	30,0000	3,3784E-03	26,5000	3,7055E+00	5,1911E-02	4,0152E-01	2,4905E+00	4,7907E-01	-2,7027E+00
5	30,0000	3,3784E-03	26,5000	3,5295E+00	4,4860E-02	4,5594E-01	2,1933E+00	3,4727E-01	-3,8400E-01
6	30,0000	3,3784E-03	26,5000	3,3887E+00	3,9701E-02	5,0221E-01	1,9912E+00	2,6789E-01	1,0672E+00
7	30,0000	3,3784E-03	26,5000	3,2721E+00	3,5744E-02	5,4247E-01	1,8434E+00	2,1560E-01	2,0550E+00

### Ejemplo de interpolación

$\alpha$	T4(°C)
5,0348E+00	55,936
0	51,7962
-2,0428E+01	35,000

Para $\alpha \approx 0$									
	T4(°C)	$\beta$ (1/K)	Tf(°C)	h(W/m <sup>2</sup> °C)	R4(°C/W)	RT(°C/W)	UA(W/°C)	U3(W/°C)	
1	51,7962	3,3784E-03	36,7175	6,3145E+00	6,5826E-02	1,7212E-01	5,8100E+00	2,4149E+00	
2	41,8883	3,3784E-03	32,4442	5,4623E+00	6,1757E-02	2,3398E-01	4,2739E+00	1,4417E+00	
3	34,7771	3,3784E-03	28,8886	4,4813E+00	5,4672E-02	3,2788E-01	3,0499E+00	7,4723E-01	
4	31,7107	3,3784E-03	27,3554	3,9134E+00	4,9153E-02	3,9876E-01	2,5078E+00	4,8238E-01	
5	29,9947	3,3784E-03	26,4974	3,5288E+00	4,4868E-02	4,5594E-01	2,1932E+00	3,4726E-01	
6	28,9033	3,3784E-03	25,9517	3,2474E+00	4,1429E-02	5,0394E-01	1,9844E+00	2,6697E-01	
7	28,1436	3,3784E-03	25,5718	3,0301E+00	3,8598E-02	5,4532E-01	1,8338E+00	2,1447E-01	

	aislante(pulg)	Flujo de Energía			Ahorro de Energía	Ahorro Anual de Energía	
		Con aislamiento		Sin aislamiento		Q3 = Q1- Q2 (KJ/h)	(kJ)
		(W)	Q2 (KJ/h)	Q1 (KJ/h)			
1	0,25	159,396	573,826	14134,38	13560,557	78767175,34	21879,77
2	0,5	80,726	290,615	14134,38	13843,768	80412219,63	22336,73
3	1	35,919	129,307	14134,38	14005,076	81349185,43	22597,00
4	1,5	21,844	78,640	14134,38	14055,744	81643489,23	22678,75
5	2	15,341	55,228	14134,38	14079,155	81779477,64	22716,52
6	2,5	11,714	42,172	14134,38	14092,212	81855315,43	22737,59
7	3	9,432	33,956	14134,38	14100,427	81903037,04	22750,84

### TUBERÍA 3:

aislante(pulg)	A3(m <sup>2</sup> )	R1(°C/W)	R2(°C/W)	R3(°C/W)	SUPUESTO				
					R4(°C/W)	RT(°C/W)	UA(W/°C)	U3(W/°C)	
1	0,25	2,40583165	0,02202347	4,5396E-05	8,3428E-02	8,3131E-02	1,8863E-01	5,3014E+00	2,2036E+00
2	0,5	2,96440683	0,02202347	4,5396E-05	1,4936E-01	6,7467E-02	2,3889E-01	4,1860E+00	1,4121E+00
3	1	4,08155718	0,02202347	4,5396E-05	2,5035E-01	4,9001E-02	3,2142E-01	3,1112E+00	7,6227E-01
4	1,5	5,19870752	0,02202347	4,5396E-05	3,2674E-01	3,8471E-02	3,8728E-01	2,5821E+00	4,9668E-01
5	2	6,31585787	0,02202347	4,5396E-05	3,8821E-01	3,1666E-02	4,4195E-01	2,2627E+00	3,5826E-01
6	2,5	7,43300822	0,02202347	4,5396E-05	4,3964E-01	2,6907E-02	4,8862E-01	2,0466E+00	2,7534E-01
7	3	8,55015857	0,02202347	4,5396E-05	4,8386E-01	2,3391E-02	5,2932E-01	1,8892E+00	2,2096E-01

	COMPROBACIÓN								
	T4(°C)	$\beta$ (1/K)	Tf(°C)	h(W/m <sup>2</sup> °C)	R4(°C/W)	RT(°C/W)	UA(W/°C)	U3(W/°C)	$\alpha_1$
1	37,4994	3,3784E-03	30,2497	5,3852E+00	7,7185E-02	1,8507E-01	5,4035E+00	2,2460E+00	6,0462E-01
2	32,2437	3,3784E-03	27,6218	4,5701E+00	7,3813E-02	2,4951E-01	4,0079E+00	1,3520E+00	-6,1227E-01
3	27,9685	3,3784E-03	25,4842	3,6134E+00	6,7804E-02	3,4737E-01	2,8788E+00	7,0531E-01	-1,5344E+00
4	26,2315	3,3784E-03	24,6158	3,0541E+00	6,2982E-02	4,2113E-01	2,3746E+00	4,5676E-01	-1,7510E+00
5	25,3287	3,3784E-03	24,1643	2,6782E+00	5,9118E-02	4,8049E-01	2,0812E+00	3,2952E-01	-1,7704E+00
6	24,7886	3,3784E-03	23,8943	2,4074E+00	5,5885E-02	5,3016E-01	1,8862E+00	2,5376E-01	-1,7232E+00
7	24,4348	3,3784E-03	23,7174	2,1982E+00	5,3206E-02	5,7296E-01	1,7453E+00	2,0413E-01	-1,6590E+00

	CAMBIO TEMPERATURA EXTERIOR Te								
	T4(°C)	$\beta$ (1/K)	Tf(°C)	h(W/m <sup>2</sup> °C)	R4(°C/W)	RT(°C/W)	UA(W/°C)	U3(W/°C)	$\alpha_2$
1	37,6826	3,3784E-03	30,3413	5,4022E+00	7,6943E-02	1,8244E-01	5,4813E+00	5,4813E+00	6,3206E-01
2	32,4088	3,3784E-03	27,7044	4,5904E+00	7,3487E-02	2,4491E-01	4,0831E+00	4,0831E+00	-5,8765E-01
3	28,0791	3,3784E-03	25,5395	3,6333E+00	6,7432E-02	3,3985E-01	2,9425E+00	2,9425E+00	-1,5314E+00
4	26,3094	3,3784E-03	24,6547	3,0724E+00	6,2609E-02	4,1142E-01	2,4306E+00	2,4306E+00	-1,7604E+00

5	25,3871	3,3784E-03	24,1936	2,6949E+00	5,8753E-02	4,6903E-01	2,1320E+00	2,1320E+00	-1,7861E+00
6	24,8346	3,3784E-03	23,9173	2,4227E+00	5,5531E-02	5,1724E-01	1,9333E+00	1,9333E+00	-1,7422E+00
7	24,4723	3,3784E-03	23,7361	2,2124E+00	5,2864E-02	5,5879E-01	1,7896E+00	1,7896E+00	-1,6795E+00

### Ejemplo de interpolación

$\alpha$	T4(°C)
6,3206E-01	37,683
0	37,1575
-8,6156E+00	30,000

Para $\alpha \approx 0$								
	T4(°C)	$\beta$ (1/K)	Tf(°C)	h(W/m <sup>2</sup> °C)	R4(°C/W)	RT(°C/W)	UA(W/°C)	U3(W/°C)
1	37,1575	3,3784E-03	29,7248	5,2867E+00	7,8623E-02	1,8412E-01	5,4312E+00	2,2575E+00
2	32,4101	3,3784E-03	27,7051	4,5905E+00	7,3485E-02	2,4491E-01	4,0831E+00	1,3774E+00
3	29,0669	3,3784E-03	26,0335	3,7994E+00	6,4486E-02	3,3690E-01	2,9682E+00	7,2723E-01
4	27,5706	3,3784E-03	25,2853	3,3317E+00	5,7735E-02	4,0655E-01	2,4597E+00	4,7314E-01
5	26,7243	3,3784E-03	24,8622	3,0150E+00	5,2514E-02	4,6280E-01	2,1608E+00	3,4212E-01
6	26,1743	3,3784E-03	24,5872	2,7821E+00	4,8357E-02	5,1007E-01	1,9605E+00	2,6376E-01
7	25,7880	3,3784E-03	24,3940	2,6004E+00	4,4977E-02	5,5091E-01	1,8152E+00	2,1230E-01

	aislante(pulg)	Flujo de Energía			Ahorro de Energía	Ahorro Anual de Energía	
		Con aislamiento		Sin aislamiento		Q3 = Q1 - Q2 (KJ/h)	(kJ)
		(W)	Q2 (KJ/h)	Q1 (KJ/h)			
1	0,25	73,047	262,970	6498,96	6235,994	36222084,64	10061,69
2	0,5	38,422	138,320	6498,96	6360,644	36946119,62	10262,81
3	1	18,008	64,829	6498,96	6434,136	37372999,77	10381,39
4	1,5	11,242	40,473	6498,96	6458,492	37514472,43	10420,69
5	2	8,047	28,971	6498,96	6469,994	37581283,51	10439,25
6	2,5	6,223	22,404	6498,96	6476,561	37619427,31	10449,84
7	3	5,061	18,219	6498,96	6480,746	37643736,39	10456,59

## ANEXO D-II

### Selección del Número de Tanques Flash y sus Dimensiones.

Con el flujo de vapor flash proveniente de cada tubería, según la alternativa en estudio, tabla D.1. Se dirige a la figura D.1 y con la presión en la línea de condensado o tanque flash se determinan las dimensiones del tanque flash como diámetro, tubería de venteo y retorno de condensado.

#### Alternativa I:

		Procedencia de condensado y vapor flash al tanque:
Alternativa I	1 tanque flash	2-CON-002

Tabla D. 1 Flujo de vapor flash.

Cod.	EQUIPO	MODELO	Vapor Flash real (kg/h)	Vapor Flash (lbm/h)
T1	SNCB1000	Spirax Sarco FT75	4,92	10,82
T2	SNDV1000	Spirax Sarco TD42L	19,00	41,81
T3	pata de goteo	Spirax Sarco TDS-52	48,78	107,31
T4	Calentador de bunker	Spirax Sarco TD52	51,31	112,89
T5	ENDG1000	Spirax Sarco TD52	7,81	17,19
T6	CNDG1000	cambiada: Spirax Sarco TD52L	3,57	7,85
T7	DNDG1000		0,00	0,00
T8	HNMA5000	Spirax Sarco TDS-52	0,00	0,00
T9	HNMA5000		0,00	0,00
T10	HNMA5000		0,00	0,00
T11	HNMA4000	Spirax Sarco TDS-52	41,76	91,86
*T12	HNMA4000	Spirax Sarco TDS-52	3,71	8,15
T13	HNMA4000		2,89	6,35
T14	HNMA3000	Armstrong Model 880	19,25	42,35
T15	HNMA3000	Armstrong Model 880	19,25	42,35
T16	HNMA3000	Spirax Sarco TDS-52	59,65	131,23
T17	HNMA2000	Spirax Sarco FT75	6,51	14,32
T18	HNMA2000	Spirax Sarco FT75	6,51	14,32
**T19	HNMA6000	cambiada: Spirax Sarco TD42L	1,56	3,42

**T20	HNMA6000	cambiada: Trade Mark WP03	1,56	3,42		
T21	HNMA1000	Spirax Sarco TD42L	2,89	6,37		
T22	HNMA1000	Spirax Sarco TD52L	46,13	101,48		
T23	HNMA3000	Spirax Sarco TDS-52	39,84	87,66		
T24	HNMA3000	Spirax Sarco F14HC	23,57	51,85		
T25	HNMA2000	Spirax Sarco IFT14	48,65	107,03		
T26	HNMA2000	Spirax Sarco TD42L	5,40	11,88		
T27	HNMA1000	Spirax Sarco TDS-52	41,76	91,86		
T28	HNMA1000	Spirax Sarco TDS-52	43,85	96,46		
T29	HNMA1000	Spirax Sarco FT14HC	45,26	99,58		
T30	NTAG1000	Spirax Sarco TD52	110,86	243,89	Alternativa 1	
T31	NTAG1000	Spirax Sarco TD52L	51,31	112,89	Factor de	Vapor flash
T32	ENDG2000	Armstrong CD33SL	3,18	7,00	seguridad	(lbm/h)
			760,74	1673,62	30%	2175,70

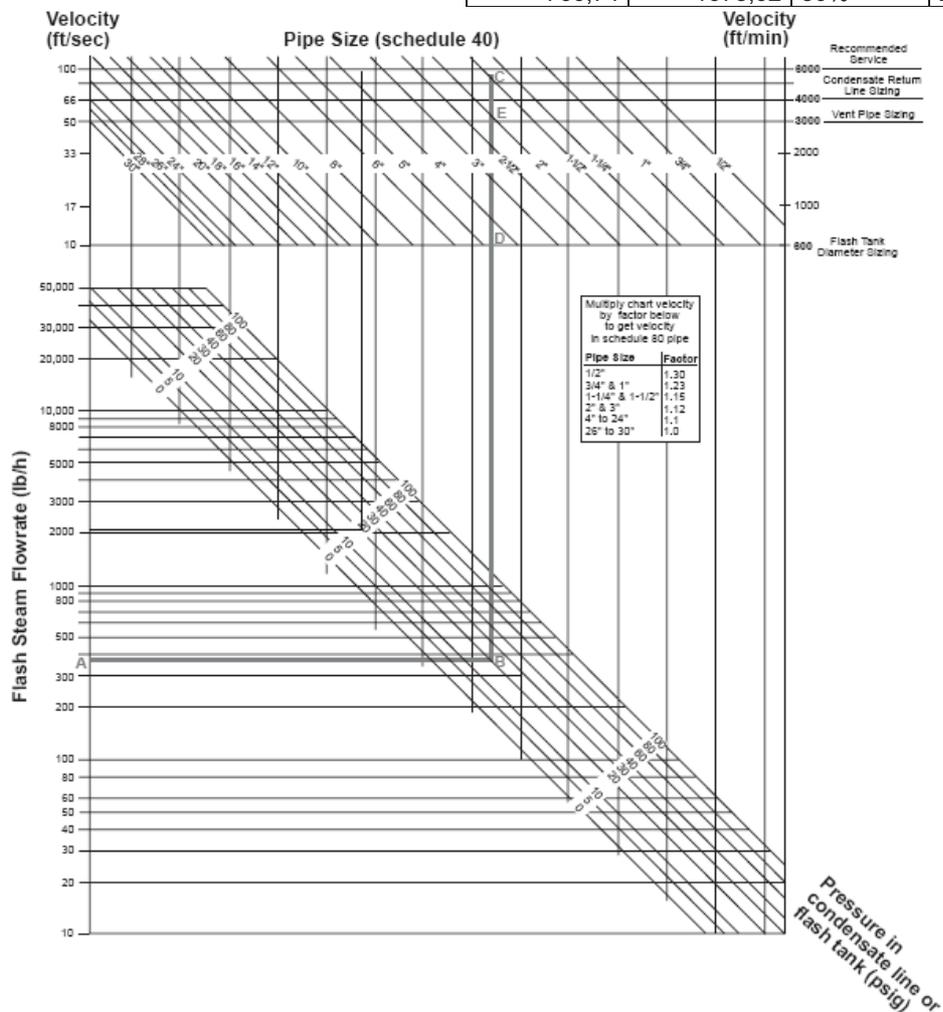


Figura D. 1 Selección de dimensiones de los tanques.

Nº	Procedencia condensado y vapor flash	Diámetro (pulg)	Tubería de venteo (pulg)	Retorno de condensado (pulg)
1	2-CON-002	10	5	4

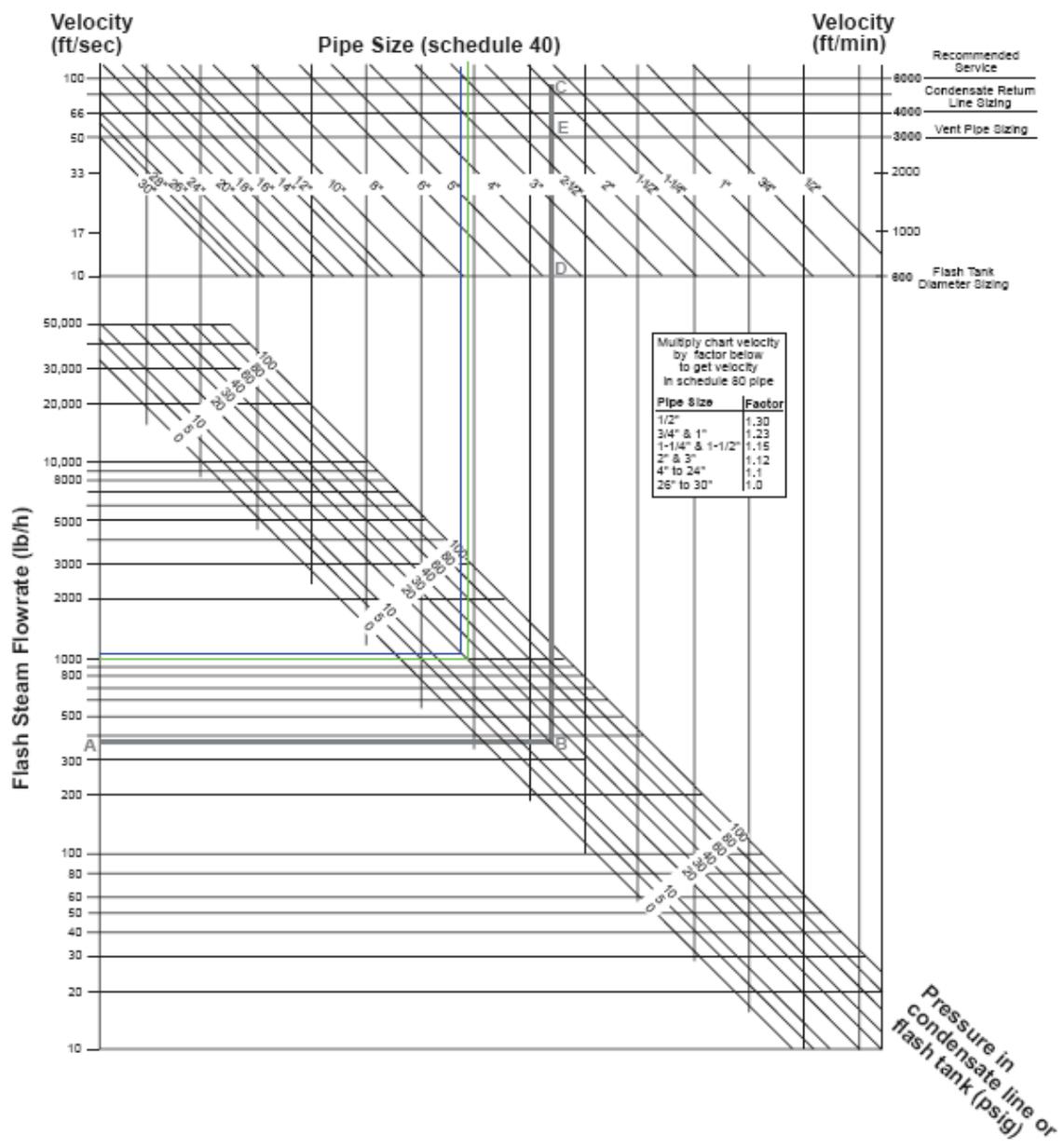
**Alternativa II:**

Alternativa II	2 tanques flash	Procedencia de condensado y vapor flash al tanque:	
		1-CON-002-1 1-CON-002-2 1-CON-002-3	¾-CON-003 y trampas de unidades mezcla agua-vapor

Cod.	EQUIPO	MODELO	Vapor Flash real (kg/h)	Vapor Flash real (lbm/h)		
T1	SNCB1000	Spirax Sarco FT75	4,92	10,82		
T2	SNDV1000	Spirax Sarco TD42L	19,00	41,81		
T3	pata de goteo	Spirax Sarco TDS-52	48,78	107,31		
T4	Calentador de bunker	Spirax Sarco TD52	51,31	112,89		
T5	ENDG1000	Spirax Sarco TD52	7,81	17,19		
T6	CNDG1000	cambiada: Spirax Sarco TD52L	3,57	7,85		
T7	DNDG1000		0,00	0,00		
T8	HNMA5000	Spirax Sarco TDS-52	0,00	0,00		
T9	HNMA5000		0,00	0,00		
T10	HNMA5000		0,00	0,00		
T11	HNMA4000	Spirax Sarco TDS-52	41,76	91,86		
*T12	HNMA4000	Spirax Sarco TDS-52	3,71	8,15		
T13	HNMA4000		2,89	6,35		
T14	HNMA3000	Armstrong Model 880	19,25	42,35		
T15	HNMA3000	Armstrong Model 880	19,25	42,35		
T16	HNMA3000	Spirax Sarco TDS-52	59,65	131,23		
T17	HNMA2000	Spirax Sarco FT75	6,51	14,32		
T18	HNMA2000	Spirax Sarco FT75	6,51	14,32		
**T19	HNMA6000	cambiada: Spirax Sarco TD42L	1,56	3,42		
**T20	HNMA6000	cambiada: Trade Mark WP03	1,56	3,42		
T21	HNMA1000	Spirax Sarco TD42L	2,89	6,37		
T22	HNMA1000	Spirax Sarco TD52L	46,13	101,48		
T23	HNMA3000	Spirax Sarco TDS-52	39,84	87,66		
T24	HNMA3000	Spirax Sarco F14HC	23,57	51,85		
T25	HNMA2000	Spirax Sarco IFT14	48,65	107,03		
T26	HNMA2000	Spirax Sarco TD42L	5,40	11,88		
T27	HNMA1000	Spirax Sarco TDS-52	41,76	91,86		
T28	HNMA1000	Spirax Sarco TDS-52	43,85	96,46		
T29	HNMA1000	Spirax Sarco FT14HC	45,26	99,58		
T30	NTAG1000	Spirax Sarco TD52	110,86	243,89		
T31	NTAG1000	Spirax Sarco TD52L	51,31	112,89	903,11	30%

Alternativa 2	
Factor de seguridad	Vapor flash (lbm/h)
30%	1174

T32	ENDG2000	Armstrong CD33SL	3,18	7,00	770,51	30%	1002
-----	----------	------------------	------	------	--------	-----	------



Nº	Procedencia condensado y vapor flash	Diámetro (pulg)	Tubería de venteo (pulg)	Retorno de condensado (pulg)
1	1-CON-002-1 1-CON-002-2 1-CON-002-3	8 (203.2)	4	3
2	¾-CON-003 y trampas de unidades mezcla agua-vapor	8(203.2)	4	3

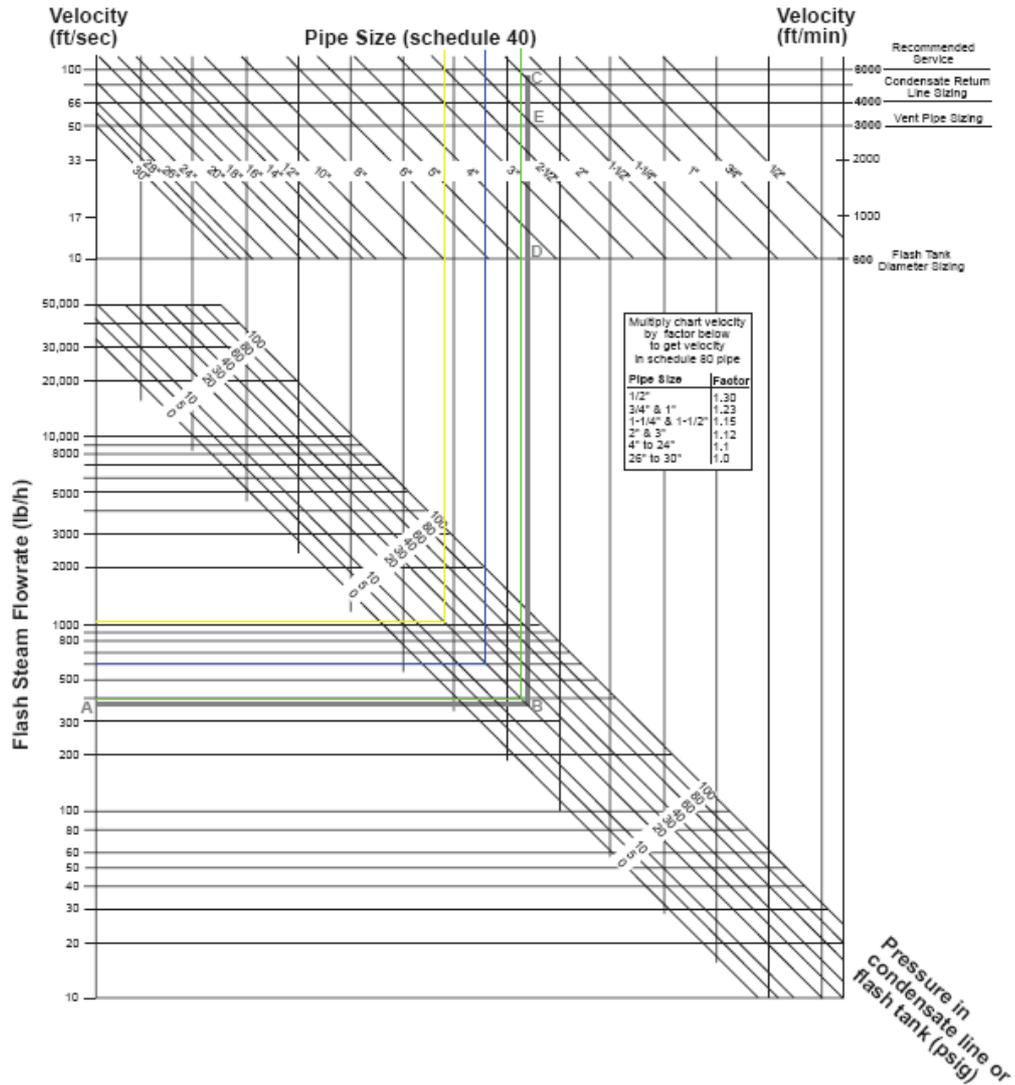
### Alternativa III:

Alternativa III	3 tanques flash	Procedencia de condensado y vapor flash al tanque:		
		1-CON-002-1 1-CON-002-2 1-CON-002-3	¾-CON-003	trampas de unidades mezcla agua-vapor

Cod.	EQUIPO	TIPO/MODELO	MODELO	Conexión (pulg)	Vapor Flash (lbm/h)
T1	SNCB1000	flotador-termostato	Spirax Sarco FT75	3/4	126,15
T2	SNDV1000	termodinámica, ST	Spirax Sarco TD42L	1/2	43,25
T3	pata de goteo	termodinámica, ST	Spirax Sarco TDS-52	1/2	111,01
T4	Calentador de bunker	termodinámica	Spirax Sarco TD52	1/2	116,78
T5	ENDG1000	Termodinámica	Spirax Sarco TD52	1/2	116,78
T6	CNDG1000	termodinámica	cambiada: Spirax Sarco TD52L	1/2	53,34
T7	DNDG1000	termodinámica, ST		3/4	0,00
T8	HNMA5000	termodinámica, ST	Spirax Sarco TDS-52	1/2	95,03
T9	HNMA5000	retirada			0,00
T10	HNMA5000	retirada			0,00
T11	HNMA4000	termodinámica, ST	Spirax Sarco TDS-52	1/2	95,03
*T12	HNMA4000	termodinámica, ST	Spirax Sarco TDS-52		95,03
T13	HNMA4000	termoestática		3/4	74,05
T14	HNMA3000	balde invertido	Armstrong Model 880	1/2	493,65
T15	HNMA3000	balde invertido	Armstrong Model 880	1/2	493,65
T16	HNMA3000	termodinámica, ST	Spirax Sarco TDS-52	3/4	135,75
T17	HNMA2000	flotador-termostato	Spirax Sarco FT75	3/4	166,90
T18	HNMA2000	flotador-termostato	Spirax Sarco FT75	3/4	166,90
**T19	HNMA6000	bimetálica, ST	cambiada: Spirax Sarco TD42L	1	39,88
**T20	HNMA6000	bimetálica	cambiada: Trade Mark WP03	1	39,88
T21	HNMA1000	termodinámica, ST	Spirax Sarco TD42L	3/4	43,25
T22	HNMA1000	termodinámica	Spirax Sarco TD52L	3/4	104,97
T23	HNMA3000	termodinámica, ST	Spirax Sarco TDS-52	1/2	90,68
T24	HNMA3000	flotador-termostato	Spirax Sarco F14HC	1	74,21
T25	HNMA2000	flotador	Spirax Sarco IFT14	1/2	153,18
T26	HNMA2000	termodinámica, ST	Spirax Sarco TD42L	1/2	37,93

1948,92

T27	HNMA1000	termodinámica, ST	Spirax Sarco TDS-52	1/2	95,03	
T28	HNMA1000	termodinámica, ST	Spirax Sarco TDS-52	1/2	99,79	
T29	HNMA1000	flotador-termostato	Spirax Sarco FT14HC	1	142,52	
T30	NTAG1000	termodinámica	Spirax Sarco TD52	1	252,29	
T31	NTAG1000	termodinámica, ST	Spirax Sarco TD52L	3/4	116,78	1062,40
T32	ENDG2000	termodinámica, ST	Armstrong CD33SL	1/2	47,58	709,90



Nº	Procedencia condensado y vapor flash	Diámetro (pulg)	Tubería de venteo (pulg)	Retorno de condensado (pulg)
1	1-CON-002-1 1-CON-002-2 1-CON-002-3	8	4	3
2	¾-CON-003	6	3	2 ½"
3	trampas de unidades mezcla agua-vapor	5	2	2

## ANEXO D-III

### Cálculos para determinar el espesor de aislamiento óptimo en tuberías de conducción de bunker.

#### TUBERIA 1:

Ahorro de energía y económico.

aislante(pulg)	Flujo de Energía		Ahorro de Energía		Ahorro Anual de Energía		Ahorro Económico Anual (USD)	FVPSU	VP (USD)
	Con aislamiento		Q3 = Q1- Q2 (KJ/h)	Q1 (KJ/h)	(kJ)	(kWh)			
	Q2 (KJ/h)	Q1 (KJ/h)							
1/4"	80,981	291,531	12225,215	12516,75	71010770,19	19725,21	337,79	6,08952	2056,98
1/2"	39,927	143,738	12373,008	12516,75	71869234,34	19963,68	341,87	6,08952	2081,85
1	17,702	63,727	12453,018	12516,75	72333978,18	20092,77	344,08	6,08952	2095,31
1 1/2"	10,823	38,962	12477,784	12516,75	72477829,37	20132,73	344,77	6,08952	2099,48
2	7,223	26,003	12490,743	12516,75	72553105,00	20153,64	345,13	6,08952	2101,66
2 1/2"	5,481	19,733	12497,013	12516,75	72589523,58	20163,76	345,30	6,08952	2102,71
3	4,387	15,794	12500,952	12516,75	72612402,79	20170,11	345,41	6,08952	2103,37

### Análisis de precios de aislante e instalación.

aislante	Costo material					Costo instalación				Inversión Inicial (C1+C2) USD	VAN (USD)		
	longitud (m) /cañuela	longitud tubería (m)	# cañuelas	*(USD /cañuela)	(USD)	Total, C1 (USD)	longitud tubería (m)	Avance (m/h)	tiempo insta. (h)			Costo (USD/h)	Total, C2(USD)
¼"	0,91	10	11	2,19	24,04	24,04	10	10	1	15	15	39,04	2017,94
½"	0,91	10	11	4,38	48,08	48,08	10	10	1	15	15	63,08	2018,77
1"	0,91	10	11	8,75	96,15	96,15	10	10	1	15	15	111,15	1984,16
1 ½"	0,91	10	11	13,13	144,23	144,23	10	10	1	15	15	159,23	1940,25
2"	0,91	10	11	17,50	192,31	192,31	10	10	1	15	15	207,31	1894,35
2 ½"	0,91	10	11	21,88	240,38	240,38	10	10	1	15	15	255,38	1847,33
3"	0,91	10	11	26,25	288,46	288,46	10	10	1	15	15	303,46	1799,91

### TUBERIA 2:

### Ahorro de energía y económico.

aislante(pulg)	Flujo de Energía			Ahorro de Energía Q3 = Q1- Q2 (KJ/h)	Ahorro Anual de Energía		Ahorro Económico Anual (USD)	FVPSU	VP (USD)
	Con aislamiento	Sin aislamiento	Q1 (KJ/h)		(kJ)	(kWh)			
¼"	(W)	Q2 (KJ/h)	Q1 (KJ/h)	Q3 = Q1- Q2 (KJ/h)	(kJ)	(kWh)	(USD)		
1"	159,396	573,826	14134,38	13560,557	78767175,34	21879,77	374,69	6,08952	2281,66
1 ½"	80,726	290,615	14134,38	13843,768	80412219,63	22336,73	382,51	6,08952	2329,31
2"	35,919	129,307	14134,38	14005,076	81349185,43	22597,00	386,97	6,08952	2356,45
2 ½"	21,844	78,640	14134,38	14055,744	81643489,23	22678,75	388,37	6,08952	2364,98
3"	15,341	55,228	14134,38	14079,155	81779477,64	22716,52	389,02	6,08952	2368,92

2 1/2"	11,714	42,172	14134,38	14092,212	81855315,43	22737,59	389,38	2371,12
3	9,432	33,956	14134,38	14100,427	81903037,04	22750,84	389,60	2372,50

### Análisis de precios de aislante e instalación.

aislante	Costo material					Costo instalación					Inversión Inicial (C1+C2) USD	VAN (USD)
	longitud (m) /cañuela	longitud tubería (m)	# cañuelas	(USD)	Total, C1 (USD)	longitud tubería (m)	Avance (m/h)	tiempo insta. (h)	Costo (USD/h)	Total, C2(USD)		
1/4"	0,91	14	15	2,19	33,65	14	10	1,4	15	21	54,65	2227,01
1/2"	0,91	14	15	4,38	67,31	14	10	1,4	15	21	88,31	2241,01
1"	0,91	14	15	8,75	134,62	14	10	1,4	15	21	155,62	2200,84
1 1/2"	0,91	14	15	13,13	201,92	14	10	1,4	15	21	222,92	2142,06
2"	0,91	14	15	17,50	269,23	14	10	1,4	15	21	290,23	2078,69
2 1/2"	0,91	14	15	21,88	336,54	14	10	1,4	15	21	357,54	2013,58
3"	0,91	14	15	26,25	403,85	14	10	1,4	15	21	424,85	1947,65

### TUBERIA 3:

#### Ahorro de energía y económico.

aislante(pulg)	Flujo de Energía				Ahorro de Energía Q3 = Q1- Q2 (KJ/h)	Ahorro Anual de Energía		Ahorro Económico Anual (USD)	FVPSU	VP (USD)
	Con aislamiento		Sin aislamiento			(kJ)	(kWh)			
	Q2 (KJ/h)	Q1 (KJ/h)	Q2 (KJ/h)	Q1 (KJ/h)						
1/4"	73,047	262,970	6498,96	6498,96	36222084,64	10061,69	172,30	6,0895	1049,25	
1/2"	38,422	138,320	6498,96	6498,96	36946119,62	10262,81	175,75	6,0895	1070,22	
1	18,008	64,829	6498,96	6498,96	37372999,77	10381,39	177,78	6,0895	1082,59	
1 1/2"	11,242	40,473	6498,96	6498,96	37514472,43	10420,69	178,45	6,0895	1086,69	
2	8,047	28,971	6498,96	6498,96	37581283,51	10439,25	178,77	6,0895	1088,62	
2 1/2"	6,223	22,404	6498,96	6498,96	37619427,31	10449,84	178,95	6,0895	1089,73	
3	5,061	18,219	6498,96	6498,96	37643736,39	10456,59	179,07	6,0895	1090,43	

#### Análisis de precios de aislante e instalación.

aislante	Costo material						Costo instalación				Inversión Inicial (C1+C2) USD	VAN (USD)	
	longitud (m) /cañuela	longitud tubería (m)	# cañuelas	*USD /cañuela	Total C1 (USD)	Total C2(USD)	longitud tubería (m)	Avance (m/h)	tiempo insta. (h)	Costo (USD/h)			
1/4"	0,91	14	15	2,19	33,65	33,65	14	10	1,4	15	21	54,65	994,60
1/2"	0,91	14	15	4,38	67,31	67,31	14	10	1,4	15	21	88,31	981,92
1"	0,91	14	15	8,75	134,62	134,62	14	10	1,4	15	21	155,62	926,97
1 1/2"	0,91	14	15	13,13	201,92	201,92	14	10	1,4	15	21	222,92	863,76

2"	0,91	14	15	17,50	269,23	269,23	14	10	1,4	15	21	290,23	798,39
2 1/2"	0,91	14	15	21,88	336,54	336,54	14	10	1,4	15	21	357,54	732,19
3"	0,91	14	15	26,25	403,85	403,85	14	10	1,4	15	21	424,85	665,59

## **ANEXO D-IV**

**Cotizaciones de materiales para las propuestas de ahorro de energía.**

# ANEXO E

## PLANOS

ANEXO E-I

Layout de la Planta de Elaborados y Embutidos de PRONACA

ANEXO E-II

Plano isométrico de vapor

ANEXO E-III

Medidas de temperatura superficial y pérdidas de energía

ANEXO E-IV

Puntos calientes

ANEXO E-V

Revisión del funcionamiento de las trampas de vapor

ANEXO E-VI

Dimensiones del tanque flash N°1 y N°2

ANEXO E-VII

Distribuidor de vapor

ANEXO E-VIII

Pierna colectora

ANEXO E-IX

Ubicación de tanques de flasheo, distribuidor de vapor y cambios en las instalaciones de vapor

# **ANEXO F**

## **FOTOGRAFÍAS**

ANEXO F-I

Fotografías de Mediciones Realizadas.

## ANEXO F-I

### Fotografías de Mediciones Realizadas.



Figura N° F. 5 Desviaciones y recipiente empleado para medir el retorno de condensado.



Figura N° F. 6 Caldera de cocción con serpentín HNMA2000 módulo 2 y desviación para medir en condensado durante la cocción de productos.



Figura N° F. 7 Determinación de la densidad de la mortadela de 4.2 kg.



Figura N° F. 8 Revisión del funcionamiento de las trampas de vapor por el método ultrasónico.



Figura N° F. 9 Medición del flujo de bunker de la bomba del tanque diario.