



UNIVERSIDAD DE CARABOBO  
FACULTAD DE INGENIERÍA  
ESCUELA DE INGENIERÍA QUÍMICA



**EVALUACIÓN DEL SISTEMA DE CALENTAMIENTO DEL ÁREA DE PELETIZACIÓN  
EN UNA PLANTA DE PRODUCCIÓN DE NEGRO DE HUMO**

Tutor académico:

Ing. Evelyn Yamal

Tutor industrial:

Ing. Juan Carlos Linares

Autores:

FEDÓN, Roberto

RIVOLTA, Mariangel

Valencia, marzo de 2008



UNIVERSIDAD DE CARABOBO  
FACULTAD DE INGENIERÍA  
ESCUELA DE INGENIERÍA QUÍMICA



**EVALUACIÓN DEL SISTEMA DE CALENTAMIENTO DEL ÁREA DE PELETIZACIÓN  
EN UNA PLANTA DE PRODUCCIÓN DE NEGRO DE HUMO**

Trabajo Especial de Grado presentado ante la ilustre  
Universidad de Carabobo para optar al título  
de Ingeniero Químico

Autores:  
FEDÓN, Roberto  
RIVOLTA, Mariangel

Valencia, marzo de 2008

## **DEDICATORIA**

A Dios. A mis padres Antonio y Marisela; mis hermanos Antonio, Gerardo y Marian, y a toda mi familia, en especial mi tío Alfredo. A todos mis compañeros de estudio, en especial Abraham, Carhen, Adolfo y Luis. A Mariangel por estar siempre conmigo. A todos mis compañeros de La Salle.

Roberto

A Papá Dios. A mis padres Ángel y Marielsy, mis hermanas Astrid y Adriana, mis abuelos Guillermo, Elsa y Ángela, mi prima Rosangel. A Roberto. Y a todas aquellas personas que de una u otra forma me han apoyado y ayudado a alcanzar esta meta.

Mariangel

## **AGRADECIMIENTOS**

A Dios por permitirnos llegar hasta donde estamos, colocándonos pequeños obstáculos en el camino, de forma tal que aprendiéramos lo necesario en esta vida.

A nuestros padres: Ángel, por sus conocimientos estadísticos, Marielsy, Antonio y Marisela por su constante guía y apoyo en todo momento.

A la empresa Negroven, S.A., en especial a Juan Carlos Linares, nuestro tutor industrial; al personal de producción: Rosangel Rivolta, Efraín González, Urbano Santiago; al personal de mantenimiento: Juan Carlos Ontiveros, Gerardo Molina, Alberto Cuevas, Wilfredo Mosquera; al personal de proyecto: Giovanni de Stefani, Manuel López, Luis Polo y Víctor Velásquez; a las asistentes: María Teresa Rodríguez, Yurima Páez y Daisy Valera; y a todo el personal técnico de instrumentación, mantenimiento y sala de control.

A la ingeniero Evelyn Yamal, nuestra tutora académica por toda su guía y ayuda, y por siempre tener tiempo para atendernos y leer nuestros avances del trabajo de grado.

A los ingenieros Juan Cristóbal García y Jon Aguinaco por sus importantes aportes y valiosas discusiones que nos permitieron aclarar detalles para la elaboración de este trabajo de grado.

Al ingeniero José Umbría de Técnicas de Calderas, C.A., por dedicar parte de su tiempo a concedernos consultas.

Mariangel y Roberto

*UNIVERSIDAD DE CARABOBO  
FACULTAD DE INGENIERÍA  
ESCUELA DE INGENIERÍA QUÍMICA*

***CONSTANCIA DE APROBACIÓN***

*Los abajo firmantes, miembros del jurado designado para estudiar el Trabajo Especial de Grado Titulado: “EVALUACIÓN DEL SISTEMA DE CALENTAMIENTO DEL ÁREA DE PELETIZACIÓN EN UNA PLANTA DE PRODUCCIÓN DE NEGRO DE HUMO”, realizado por los bachilleres Fedón S., Roberto J. C.I.: 17.615.345; y Rivolta H., Mariangel C., C.I.: 16.800.689, hacemos constar que hemos revisado y aprobado dicho trabajo y que no nos hacemos responsables de su contenido, pero lo encontramos correcto en su forma y presentación.*

*Prof. (a)  
Presidente*

*Prof. (a)  
Jurado*

*Prof. (a)  
Jurado*

*Valencia, 6 de marzo de 2008*

## SUMARIO

El objetivo de la investigación fue establecer condiciones apropiadas para minimizar la formación de *cake* (aglomeración de *pellets*) en el área de peletización de una planta de producción de negro de humo. Se realizó un diagnóstico del sistema y se evaluó su comportamiento hidráulico y térmico, seleccionándose varias opciones de mejora. Se propuso un lazo de control y se evaluó la factibilidad económica de las mejoras planteadas. La investigación se llevó a cabo en el área de peletización de la empresa Negroven, S.A. El sistema está conformado por cuatro peletizadores enchaquetados (dos por unidad), dos bajantes con chaquetas (uno por unidad), dos bombas operando en paralelo, calentador de agua, tanque de reposición, un conjunto de válvulas, tuberías aisladas, manómetros y termocuplas, ubicados en lugares estratégicos. El fluido de calentamiento es agua filtrada y el calentador opera con gas natural. Se determinaron las variables influyentes en el sistema de calentamiento. Se realizó la evaluación hidráulica para determinar el flujo de agua hacia cada chaqueta. La evaluación térmica permitió determinar el calor transferido en las chaquetas del sistema. Considerando las variables influyentes sobre el sistema, se propusieron soluciones al problema, incluyendo un lazo de control. Finalmente se determinaron los indicadores de rentabilidad para la aplicación de las modificaciones propuestas. Entre los resultados más relevantes se obtuvo que al operar con 3 y 4 peletizadores el calor transferido en todo el sistema varía en 10 kW. La chaqueta de PA-3, cuya transferencia de calor fue la mayor (68,5 kW al operar 4 peletizadores), presentó menor frecuencia de limpieza. La transferencia de calor que minimiza la formación de *cake* se lleva a cabo en los peletizadores, siendo mejor en la unidad II dado su diseño. Las mejoras propuestas para el sistema no fueron económicamente rentables. Se recomendó verificar la aplicabilidad del SS 316L para la elaboración de los peletizadores, según el tiempo de vida útil de PA-3 y realizar un rediseño en las chaquetas de los bajantes para mejorar la hidráulica del sistema.

## **SUMMARY**

The objective of the investigation was to establish appropriate operational conditions to minimize cake formation (pellet agglomeration) in the pelletizing section of a carbon black production plant. A diagnostic of the system was made and its hydraulic and thermal behavior was evaluated, selecting various improvement options. A control loop was proposed and the economic viability of the improvement options was evaluated. The investigation took place in the pelletization section of the company Negroven S.A. The system is made up of four jacketed pelletizers (two per unit), two jacketed shoots (one per unit), two pumps operating in parallel, a water heater, a compensation tank, numerous valves, isolated pipes, manometers and thermocouples, located in strategic points. The heating fluid is filtered water and the heater operates on natural gas. The influential variables for the heating system were determined. The hydraulic evaluation was realized to determine the specific water flow to each jacket. The thermal evaluation was realized to determine the heat transferred in each jacket in the system. Taking into consideration the influential variables of the system, solutions to the problem were proposed, including a control loop. Finally, the economic viability indicators for the application of the proposed modifications were determined. Among the most relevant results obtained there is that, while operating with 3 or 4 pelletizers, the total heat transferred in the system varies in 10 kW. The jacket of PA-3, which had the highest heat transfer (68,5 kW while operating with 4 pelletizers), presented the lowest cleaning frequency. The heat transfer that minimizes cake formation takes place in the pelletizers, this being superior in the unit II due to its design. The proposed improvements for the system were not economically viable. It was recommended that the applicability of SS 316L be verified for the use in the construction of the pelletizers, in accordance with the lifetime of PA-3 and that there be a redesign in the jackets of the shoots to improve the hydraulics of the system.

## ÍNDICE GENERAL

<b>Sección</b>	<b>Pág.</b>
Introducción .....	1
<b>Capítulo I</b>	
<b>Planteamiento del problema</b> .....	3
1.1 Descripción del problema .....	3
1.2 Formulación del problema .....	5
1.2.1 Situación actual .....	5
1.2.2 Situación deseada .....	5
1.3 Objetivos .....	5
1.3.1 Objetivo general .....	5
1.3.2 Objetivos específicos .....	5
1.4 Justificación .....	6
1.5 Limitaciones .....	7
<b>Capítulo II</b>	
<b>Marco teórico referencial</b> .....	8
2.1 Antecedentes .....	8
2.2 Fundamentos teóricos .....	12
2.2.1 Ecuación de Bernoulli .....	12
2.2.2 Factor de fricción de Darcy .....	13
2.2.3 Número de Reynolds .....	14
2.2.4 Bombas centrífugas .....	14
2.2.5 Placa orificio .....	15
2.2.6 Calderas .....	19
2.2.7 Transferencia de calor .....	21
2.2.8 Sistemas de control .....	26

### **Capítulo III**

<b>Marco metodológico</b> .....	36
3.1 Diagnóstico del sistema de calentamiento del área de peletización .....	36
3.2 Evaluación del comportamiento hidráulico del sistema de calentamiento ..	37
3.3 Evaluación del comportamiento térmico del sistema de calentamiento .....	41
3.4 Selección de opciones de mejoras del sistema de calentamiento .....	42
3.5 Diseño de un lazo de control para el sistema de calentamiento .....	42
3.6 Evaluación económica de las propuestas planteadas .....	43

### **Capítulo IV**

<b>Descripción del proceso</b> .....	44
4.1 Descripción del proceso .....	44
4.1.1 Almacenaje y manejo de materia prima .....	45
4.1.2 Reacción .....	47
4.1.3 Proceso .....	47
4.1.4 Transporte final .....	49
4.1.5 Almacenaje y manejo de producto terminado .....	50
4.2 Descripción del sistema de calentamiento de los peletizadores .....	50

### **Capítulo V**

<b>Análisis y discusión de resultados</b> .....	56
5.1 Diagnóstico del sistema de calentamiento de los peletizadores .....	56
5.2 Evaluación del comportamiento hidráulico del sistema de calentamiento ..	66
5.3 Evaluación del comportamiento térmico de las chaquetas del sistema de calentamiento del área de peletización .....	77
5.4 Opciones de mejoramiento del sistema de calentamiento del área de peletización .....	85
5.5 Propuesta de un lazo de control para el sistema de calentamiento .....	102

## Capítulo VI

<b>Evaluación económica de las propuestas planteadas</b> .....	117
6.1 Inversión Inicial .....	117
6.2 Ingreso Bruto .....	121
6.3 Costos Operacionales .....	123
6.4 Impuesto Sobre la Renta .....	123
6.5 Flujo Monetario Neto Anual .....	126
6.6 Rentabilidad del Proyecto .....	127

## Capítulo VII

<b>Evaluación de los cambios realizados en la unidad I</b> .....	130
7.1 Evaluación térmica de las chaquetas de calentamiento de los peletizadores de la unidad I .....	130
7.2 Evaluación de cambio en los controladores de temperatura del calentador de agua .....	140
Conclusiones y Recomendaciones .....	143
Apéndices .....	145
Apéndice A: Tablas de datos .....	145
Apéndice B: Cálculos típicos .....	149
Apéndice C: Tablas y figuras bibliográficas .....	173
Apéndice D: Tablas de datos electrónicas .....	196
Lista de símbolos .....	197
Referencias bibliográficas .....	202

## ÍNDICE DE FIGURAS

<b>Figura</b>		<b>Pág</b>
Figura 1.1	Diagrama esquemático del proceso de producción de negro de humo .....	4
Figura 2.1	Caída de presión permanente para diferentes medidores de flujo ...	17
Figura 2.2	Comportamiento de la presión del fluido en un medidor de placa orificio .....	18
Figura 2.3	Placa de orificio con tomas a la brida .....	19
Figura 2.4	Variación del coeficiente de descarga de una placa orificio con tomas de vena contracta .....	19
Figura 3.1	Simplificación del sistema de chaquetas en paralelo para el cálculo	39
Figura 4.1	Esquema del proceso de elaboración de negro de humo .....	46
Figura 4.2	Diagrama de instrumentación y tuberías del sistema de calentamiento del área de peletización .....	51
Figura 4.3	Calentador de agua del sistema de calentamiento de los peletizadores .....	52
Figura 4.4	Detalle de la chaqueta de los peletizadores de la unidad II .....	54
Figura 5.1	Diagrama causa-efecto de las posibles variables influyentes en la formación del <i>cake</i> .....	57
Figura 5.2	Distribución de frecuencia de la temperatura de salida del agua de la caldera según el número de peletizadores en operación durante el período del 1° de marzo hasta el 30 de noviembre de 2006 .....	58
Figura 5.3	Frecuencia de limpieza de los peletizadores en el período del 16 de marzo al 28 de septiembre de 2006 .....	60
Figura 5.4	Frecuencia relativa de fallas para cada grado de negro de humo durante el período del 1° de marzo hasta el 30 de noviembre de 2006 .....	62
Figura 5.5	Frecuencia relativa de fallas para cada grado de negro de humo durante el período del 1° de marzo al 4 de junio 2007 .....	63

Figura 5.6	Diagrama causa-efecto de las variables influyentes en la formación de <i>cake</i> .....	67
Figura 5.7	Cabezal disponible para la bomba individual y para el arreglo en paralelo .....	69
Figura 5.8	Cabezal requerido determinado a partir de resultados para una y dos bombas operando .....	70
Figura 5.9	Cabezal del sistema para las chaquetas de la unidad I .....	74
Figura 5.10	Cabezal del sistema para las chaquetas de la unidad II .....	75
Figura 5.11	Rediseño del sistema de tuberías de la unidad I .....	89
Figura 5.12	Determinación del punto de operación del sistema para las diversas bombas preseleccionadas .....	91
Figura 5.13	Eficiencia en el punto de operación del sistema para las diversas bombas preseleccionadas .....	92
Figura 5.14	Comparación del punto de operación para el sistema actual y el sistema rediseñado .....	96
Figura 5.15	Sistema de control de temperatura actual de la caldera .....	105
Figura 5.16	Elemento sensor del sistema de control por temperatura .....	106
Figura 5.17	Comportamiento de la temperatura del agua de calentamiento a la salida de la caldera al sacar un peletizador de operación .....	107
Figura 5.18	Comportamiento de la temperatura del agua de calentamiento a la salida de la caldera al incluir un peletizador en operación .....	108
Figura 5.19	Comportamiento de la temperatura del agua de calentamiento a la salida de la caldera al incrementar el <i>set point</i> del controlador de temperatura con solo la unidad I en operación .....	110
Figura 5.20	Comportamiento de la temperatura del agua de calentamiento a la salida de la caldera al incrementar el <i>set point</i> del controlador de temperatura luego del arranque de la unidad II .....	111
Figura 5.21	Temperatura del agua a la salida de la caldera durante la operación .....	113
Figura 5.22	Diagrama de instrumentación y tuberías del sistema de control de temperatura del calentador de agua .....	116

Figura 6.1	Caudal del sistema recomendada por el proveedor .....	119
Figura 7.1	Peletizadores modificados de la unidad I .....	131
Figura 7.2	Sistema de control del calentador de agua original y actual .....	131
Figura 7.3	Temperatura de operación de la caldera al operar con tres peletizadores previo y posterior a los ajustes realizados al equipo ..	132
Figura 7.4	Temperatura de operación de la caldera al operar con cuatro peletizadores previo y posterior a los ajustes realizados al equipo ..	133
Figura 7.5	Comparación de la frecuencia de fallas según el grado luego de la modificación y durante el periodo del 1° de marzo al 4 de junio de 2007 .....	139
Figura 7.6	Comportamiento en el tiempo de la temperatura de salida del agua del calentador luego del cambio de los controladores de temperatura .....	142
Figura C.1	Rugosidad relativa para tuberías de diferentes materiales .....	179
Figura C.2	Diagrama de Moody .....	180
Figura C.3	Características generales de las bombas modelo ETABloc .....	182
Figura C.4	Curvas características de la bomba modelo ETABloc 50-160/752 ..	183
Figura C.5	Curvas características de la bomba bombagua .....	190
Figura C.6	Oferta bombagua por Venebombas, C.A. ....	191
Figura C.7	Oferta controladores de temperatura para el calentador de agua ....	192
Figura C.8	Costo termocuplas y termopozos para calentador de agua .....	193

## ÍNDICE DE TABLAS

<b>Tabla</b>		<b>Pág</b>
Tabla 5.1	Comparación del número de fallas luego del cambio de bajantes y la corrección de la fuga interna .....	61
Tabla 5.2	Temperatura media del agua a la salida de la caldera desde marzo 2006 a marzo 2007 .....	65
Tabla 5.3	Frecuencia de limpieza de los peletizadores según el número de éstos operando desde 1° de marzo al 4 de junio 2007 .....	65
Tabla 5.4	Coeficientes de pérdidas de energía para los elementos del sistema de calentamiento .....	71
Tabla 5.5	Flujo total de agua que circula por cada elemento de cada unidad operando con dos bombas .....	72
Tabla 5.6	Presión de alimentación del agua de calentamiento en la chaqueta de los peletizadores .....	76
Tabla 5.7	Calor transferido en cada chaqueta del sistema operando con tres peletizadores .....	79
Tabla 5.8	Calor transferido en cada chaqueta del sistema operando con cuatro peletizadores .....	80
Tabla 5.9	Comparación de valores experimentales y registros de temperaturas de agua de calentamiento .....	82
Tabla 5.10	Relación de calores transferidos en las chaquetas de PA-3 y PA-4	84
Tabla 5.11	Flujo total de agua en el sistema según la bomba preseleccionada	90
Tabla 5.12	Flujo total de agua que circula por cada chaqueta del sistema operando con la bomba seleccionada .....	94
Tabla 5.13	Flujo total de agua que circula por cada chaqueta del sistema luego del cambio de diseño de las chaquetas de los peletizadores	95
Tabla 5.14	Selección de material para carcasa de peletizador .....	98
Tabla 5.15	Matriz de selección según la factibilidad técnica de las soluciones propuestas .....	100

Tabla 5.16	Distribución de flujo en el sistema para el sistema rediseñado empleando la bomba ETABLOC 50-160/752 .....	102
Tabla 6.1	Activos fijos tangibles necesarios para las propuestas de mejora ...	118
Tabla 6.2	Costo de mano de obra de las actividades requeridas por el proyecto .....	120
Tabla 6.3	Capital fijo requerido para las propuestas de mejora .....	121
Tabla 6.4	Beneficio obtenido luego de la aplicación del proyecto .....	122
Tabla 6.5	Porcentaje de impuesto sobre la renta .....	123
Tabla 6.6	Depreciación de los equipos adquiridos para el proyecto .....	125
Tabla 6.7	Impuesto sobre la renta .....	127
Tabla 6.8	Flujo monetario neto para cada año del estudio económico .....	127
Tabla 6.9	Indicadores de rentabilidad económica para el proyecto .....	129
Tabla 7.1	Coeficiente de pérdidas de energía para los nuevos equipos instalados .....	135
Tabla 7.2	Distribución de flujo del sistema de calentamiento .....	136
Tabla 7.3	Calor transferido en los peletizadores durante la operación con cuatro equipos .....	136
Tabla 7.4	Frecuencia de limpieza de los peletizadores según al número de éstos operando desde de 2007 .....	138
Tabla A.1	Diferencia de presión registrada en la placa orificio según el recorrido de fluido .....	145
Tabla A.2	Temperaturas de pared de tuberías con cuatro peletizadores operando primera toma .....	146
Tabla B.1	Distribución de la temperatura de salida de la caldera durante la operación con cuatro peletizadores desde el 1° de marzo al 30 de septiembre de 2006 .....	151
Tabla B.2	Verificación del número de datos necesarios para una muestra estadísticamente válida .....	159
Tabla B.3	Equivalente de resistencia por picadura de diversas aleaciones .....	168
Tabla B. 4	Tiempo de pago para el proyecto .....	172
Tabla C.1	Datos de la placa orificio .....	173

Tabla C.2	Accesorios y longitud de tuberías del sistema en estudio por sección de estudio durante la evaluación hidráulica .....	173
Tabla C.3	Características de las tuberías estándar .....	177
Tabla C.4	Coefficientes de pérdidas de energía de algunos accesorios .....	178
Tabla C.5	Coefficientes de pérdidas de energía de diversos accesorios .....	178
Tabla C.6	Propiedades físicas del agua a presión atmosférica en unidades del sistema inglés .....	180
Tabla C.7	Propiedades físicas del agua a presión atmosférica en unidades del sistema internacional .....	181
Tabla C.8	Propiedades físicas del aire a presión atmosférica en unidades del sistema internacional .....	181
Tabla C.9	Propiedades físicas de algunos metales .....	184
Tabla C.10	Composición química del Hastelloy G-30 .....	185
Tabla C.11	Propiedades físicas del Hastelloy G-30 .....	185
Tabla C.12	Composición química de diferentes aleaciones .....	186
Tabla C.13	Propiedades físicas del Hastelloy C-276 .....	187
Tabla C.14	Composición química de diferentes aceros inoxidables .....	188
Tabla C.15	Propiedades del acero inoxidable 316L .....	189
Tabla C.16	Composición química del alloy 31 .....	189
Tabla C.17	Valor de la unidad tributaria actual .....	194
Tabla C.18	Área bajo la curva normal estándar .....	195

## LISTA DE SÍMBOLOS

<b>Símbolo</b>	<b>Descripción</b>	<b>Unidad</b>
AFI	Activos fijos intangibles	\$
AFT	Activos fijos tangibles	\$
$A_i$	Área interna del i-ésimo elemento	m <sup>2</sup>
AI	Amortización de intangibles	\$
$A_o$	Área del orificio	m <sup>2</sup>
$A_P$	Área perpendicular al flujo de calor	m <sup>2</sup>
$A_t$	Área de transferencia de calor	m <sup>2</sup>
AV	Año del proyecto en que se realiza la venta del activo	año
B	Balance acumulado	\$
Ca	Corrosión anual del material de la coraza	mm/año
$C_E$	Costo inicial del equipo	\$
CF	Capital fijo	\$
$C_o$	Coefficiente de descarga del orificio	adim
Cop	Costo de operación	\$
D	Diámetro interno de la tubería	m
$D_1$	Diámetro interno del cilindro	m
$D_2$	Diámetro externo del cilindro	m
Dep	Depreciación del equipo	\$/año
$D_o$	Diámetro del orificio	m
$\frac{dQ}{d\theta}$	Velocidad de flujo de calor	W
$D_s$	Diámetro de la superficie a través de la cual ocurre la transferencia de calor	m
$D_T$	Días de producción de cada grado	días
$\frac{dT}{dx}$	Velocidad de cambio de temperatura con la distancia	K/m
E	Desviación máxima que se desea permitir	°C
f	Factor de fricción de Darcy	adim

FM <sub>j</sub>	Flujo monetario neto del j-ésimo año	\$
F <sub>R</sub>	Fallas generadas relativas a los días en que se produjo cada grado	fallas/día
F <sub>T</sub>	Fallas totales que se generaron durante la producción de cada grado	fallas
g	Aceleración local debida a la gravedad	m/s <sup>2</sup>
$\frac{g \cdot \beta}{\nu}$	Factor del número de Grashof	1/K.m <sup>3</sup>
Gr	Número de Grashof	adim
h	Coefficiente convectivo	W/m <sup>2</sup> .h.K
H <sub>2BP</sub>	Cabezal aportado por dos bombas en paralelo	m
h <sub>c</sub>	Amplitud de clase	°C
H <sub>e</sub>	Trabajo de eje introducido o retirado en unidades de cabezal	m
h <sub>i</sub>	Pérdidas ocasionadas por la i-ésima chaqueta	m
h <sub>L</sub>	Pérdidas de energía por fricción	m
h <sub>PO</sub>	Pérdidas ocasionadas por la placa orificio	m
h <sub>T</sub>	Pérdidas totales para un sistema en serie	m
i	Tasa mínima de rendimiento	adim
IB	Ingreso bruto	\$/año
ING	Ingreso neto gravable	\$
INGUT	ingreso neto gravable	UT
k	Coefficiente de fricción de los accesorios	adim
k <sub>3</sub>	Conductividad térmica del material de la carcasa del peletizador 3	kW
k <sub>4</sub>	Conductividad térmica del material de la carcasa del peletizador 4	kW
k <sub>f</sub>	Conductividad térmica del fluido	W/m.K
k <sub>i</sub>	Coefficiente de pérdidas del i-ésimo elemento	adim
K <sub>i</sub>	Coefficiente de pérdidas equivalente del i-ésimo elemento	m <sup>-4</sup>
K <sub>SP</sub>	Coefficiente de pérdidas equivalente de un sistema con ramas en paralelo	m <sup>-4</sup>

$k_t$	Conductividad térmica del material	W/m.K
L	Longitud del cilindro	m
$L_T$	Longitud total de tubería en el tramo	m
n	Número de datos	adim
NA	Años del proyecto en estudio	año
$N_D$	Número de datos necesarios	adim
$Nu_D$	Número de Nusselt	adim
$P_i$	Presión en el punto "i"	kgf/m <sup>2</sup>
Pr	Número de Prandtl	adim
PRE	Equivalente de resistencia por picadura	adim
PV	Precio de venta	\$/ton
Q	Caudal que fluye por la línea	m <sup>3</sup> /s
q	Flujo de calor	W
$q_1$	Flujo de calor en sentido radial	W
$Q_{2BP}$	Caudal aportado por dos bombas en paralelo	gpm
$q_3$	Flujo de calor transferido por el agua en el peletizador 3	kW
$q_4$	Flujo de calor transferido por el agua en el peletizador 4	kW
$Q_i$	Flujo que circula por el i-ésimo elemento	m <sup>3</sup> /s
$q_i$	Flujo de calor cedido por el agua en la i-ésima chaqueta	kW
$Q_T$	Caudal total que circula por el sistema	m <sup>3</sup> /s
R	Rango de variación de los valores de temperaturas	°C
Ra	Número de Rayleigh	adim
Re	Número de Reynolds	adim
$R_k$	Relación entre las conductividades de los materiales de los peletizadores	adim
$R_q$	Relación entre los calores transferidos	adim
s	Desviación estándar de la muestra	°C
$T_\infty$	Temperatura ambiente	K
$T_\infty$	Temperatura ambiente	K
TC	Tasa de cambio	Bs./\$
$T_{ent}$	Temperatura de alimentación del agua a la chaqueta	°C

$T_{ext}$	Temperatura externa del cilindro	K
$T_i$	I-ésimo valor de temperatura	°C
$T_{int}$	Temperatura interna del cilindro	K
$T_{Mayor}$	Mayor valor registrado de temperatura	°C
$T_{Menor}$	Menor valor registrado de temperatura	°C
$T_p$	Temperatura de película	K
$T_{sal}$	Temperatura de salida del agua a la chaqueta	°C
$T_w$	Temperatura de pared	K
$V_{Ai}$	Valor actual a un interés i dado	\$
$V_i$	Velocidad de circulación del fluido por dentro del i-ésimo elemento	m/s
$v_i$	Velocidad de desplazamiento del fluido	m/s
VR	Valor residual	\$
VU	Vida útil	año
VUT	Valor de una unidad tributaria	Bs./UT
$X_i$	Fracción de flujo que circula por cada rama en paralelo de un sistema	adim
z	Factor estadístico de confiabilidad	adim
$Z_i$	Altura desde el punto de referencia hasta el punto "i"	m
%Cr	Porcentaje de cromo contenido en el metal	adim
%D	Porcentaje de desviación entre las relaciones de calor transferido y conductividad térmica de las chaquetas de los peletizadores	%
%Mo	Porcentaje de molibdeno contenido en el metal	adim
%N	Porcentaje de nitrógeno contenido en el metal	adim
%Pp	Porcentaje de pérdidas permanentes de la placa orificio	adim
%S	Porcentaje de azufre contenido en el negro de humo fluffy	adim
%W	Porcentaje de tungsteno contenido en el metal	adim
$\% \Delta P_{Max}$	Porcentaje que representa la medición de diferencial de presión con respecto a la diferencia de presión máxima	adim

$\left(\frac{L_c}{D}\right)$	Longitud equivalente de los accesorios	adim
$\left(\frac{R}{P}\right)_{i,NA}$	Factor de recuperación de capital	adim
[ppmCl]	Concentración de cloruros en el agua de peletizado	ppm
$\Delta T$	Diferencia de temperatura entre los medios involucrados	K
$\Delta P_{PO}$	Diferencia de presión manométrica entre la entrada y salida de la placa	Pa
$\Delta Q_P$	Diferencia en la cantidad de producto vendido	ton
$\beta$	Relación de diámetro para la placa orificio	adim
$\gamma$	Peso específico del fluido de trabajo	kgf/m <sup>3</sup>
$\mu$	Viscosidad del fluido de trabajo	kg.m/s
$\rho$	Densidad del fluido de trabajo	kg/m <sup>3</sup>

## INTRODUCCIÓN

El objetivo de la presente investigación es establecer las condiciones apropiadas para minimizar la formación de *cake* (aglomeración de *pellets*) en el área de peletización de una planta de producción de negro de humo. Para ello se realiza un diagnóstico del sistema y se evalúa su comportamiento hidráulico y térmico, para luego seleccionar las opciones de mejoras. Así mismo, se propone un sistema de control y se evalúa la factibilidad económica de las propuestas planteadas.

Los fundamentos de la investigación involucran diversas áreas de la ingeniería, como lo son, fenómenos de transferencia de momento y calor, control de procesos y evaluación de proyectos de inversión y estimación de costos.

En primer lugar, se determinan las variables que influyen sobre el sistema de calentamiento. Seguidamente se realiza una evaluación hidráulica para determinar el flujo de agua de calentamiento hacia cada chaqueta y mediante una evaluación térmica se determina el calor transferido en cada una de ellas. Conociendo las variables influyentes se proponen soluciones al problema, las cuales incluyen la propuesta de un lazo de control. Por último se determinan los indicadores de rentabilidad para la aplicación de las modificaciones propuestas.

La investigación se estructura en siete capítulos, el primero presenta el problema, su justificación, objetivos y limitaciones. El segundo incluye los antecedentes y las bases teóricas de la investigación. El tercer capítulo indica la metodología aplicada para el logro de cada uno de los objetivos, mientras que el cuarto muestra una descripción detallada del proceso general y del sistema de calentamiento. El quinto capítulo contiene los resultados con su respectivo análisis, el sexto incluye la evaluación económica de las propuestas planteadas para el sistema. Por último el capítulo séptimo presenta la evaluación de las nuevas chaquetas de los peletizadores de la unidad I.

El desarrollo de esta investigación proporciona una fuente de información acerca del comportamiento del sistema para los operadores. Así mismo, tiene un importante aporte en cuanto a la seguridad de los operadores, ya que al evitarse la formación de *cake* se reduce la frecuencia de la operación de limpieza, la cual genera riesgos en caso de que el operador incumpla con lo establecido en el procedimiento.

## **CAPÍTULO I. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA**

*La siguiente sección trata acerca de la problemática a objeto de investigación, así como las causas que la producen y qué ocurriría al no resolverse.*

*A su vez, se describe de forma concisa y breve el problema que motiva a esta investigación, así como también los objetivos planteados, además de la justificación y limitaciones de la presente.*

### **1.1 DESCRIPCIÓN DEL PROBLEMA**

Negroven, S.A. es una empresa del sector químico ubicada en la Zona Industrial Sur de Valencia, desde 1962, dedicada a la producción de negro de humo, el cual se utiliza como materia prima de la industria del caucho, plásticos, gomas, pinturas y afines.

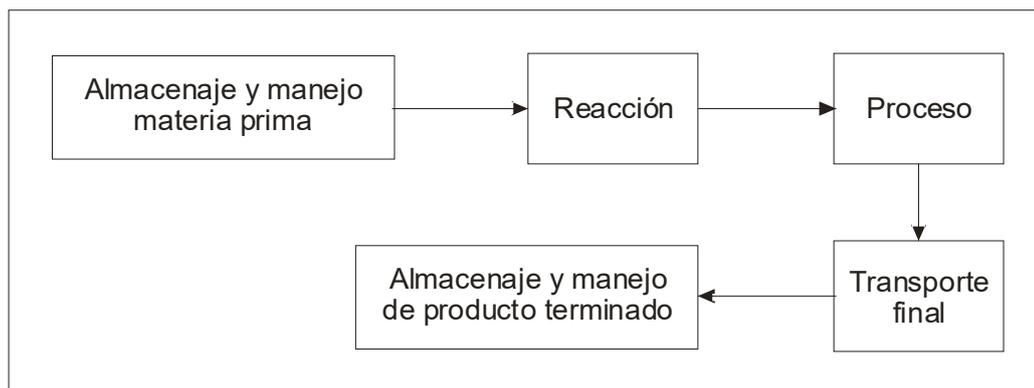
Esta empresa produce dos tipos de negro de humo: reforzantes y no reforzantes, en diferentes grados. El producto se obtiene mediante la descomposición térmica de un aceite aromático proveniente de la etapa de craqueo catalítico fluidizado (FCC) de refinerías. En el proceso se emplean otros insumos como aire, gas natural, aditivos y agua.

La planta cuenta con dos unidades: la unidad I opera con cuatro reactores que operan por parejas, y la unidad II opera con un único reactor. En la unidad I se produce tanto negro de humo reforzante como no reforzante; mientras que en la unidad II se produce sólo negro de humo reforzante. El proceso general consta de cinco fases: almacenamiento y manejo de materia prima, reacción, proceso, transporte final, almacenaje y transporte del producto final (ver Figura 1.1).

La fase de procesos está constituida principalmente por los peletizadores, dos para cada unidad. Éstos son cilindros horizontales con una serie de pines helicoidales a lo largo de su eje axial, movidos por motores.

El negro de humo proveniente de la reacción se filtra, para separarlo de los gases de combustión y luego se peletiza. En esta etapa, el negro de humo *fluffy*, partículas sumamente finas, se aglutina para formar *pellets*, o pequeñas esferas, que facilitan el manejo del producto final. Según el grado de negro de humo que se esté produciendo, los *pellets* presentan un tamaño y unas propiedades físicas específicas.

Una propiedad en común es una alta adherencia a superficies frías, lo que obliga a mantener una temperatura controlada tanto en el peletizador como en el bajante que se emplea para transportar el producto hacia el secador. Para ello se emplean chaquetas de calentamiento, utilizando agua de proceso como fluido de trabajo.



**Figura 1.1 Diagrama esquemático del proceso de producción de negro de humo**

El sistema de calentamiento es común a las dos unidades de la planta y está conformado por dos bombas centrífugas que operan en paralelo, una caldera y una serie de tuberías y válvulas. Es importante resaltar que las unidades no se encuentran a igual distancia de la caldera.

Actualmente, durante la elaboración de ciertos grados de negro de humo, se observa la formación de aglomeraciones de *pellets* (*cake*) en los bajantes, principalmente en la unidad I. Esta situación puede agravarse ocasionando obstrucción en dicha área y posiblemente una parada de la unidad. Aunado a esto, se pueden generar condiciones inseguras al realizar la limpieza de los bajantes, afectar la calidad del peletizado, y generar inestabilidad en los equipos subsecuentes.

El problema en cuestión puede ser ocasionado por deficiencias en el funcionamiento del sistema de bombeo, la operación inadecuada de la caldera, ocasionando que la temperatura del agua de calentamiento no se encuentre en el valor deseado, o el diseño de los bajantes.

La persistencia del problema puede generar inestabilidad en el proceso, haciendo necesario ajustar las condiciones de operación cuando ocurre la formación de *cake*.

## **1.2 FORMULACIÓN DEL PROBLEMA**

En vista de que la calidad del peletizado se puede ver afectada por la formación de *cake* en los bajantes hacia los secadores, se plantea evaluar el sistema de calentamiento empleado actualmente, para proponer mejoras o modificaciones que corrijan las deficiencias antes mencionadas.

### **1.2.1 Situación Actual**

Según el grado de negro de humo que se produzca en la planta, se tiene formación de *cake* en mayor o menor proporción, afectando la calidad del peletizado y pudiendo generar condiciones inseguras para los operadores del proceso.

### **1.2.2 Situación Deseada**

El sistema de calentamiento de los peletizadores opera de forma que se obtiene la menor formación posible de *cake* en los bajantes hacia el secador.

## **1.3 OBJETIVOS**

### **1.3.1 Objetivo General**

Evaluar el sistema de calentamiento del área de peletización en una planta de producción de negro de humo, con la finalidad de proponer mejoras para su funcionamiento.

### **1.3.2 Objetivos Específicos**

1. Realizar un diagnóstico del sistema de calentamiento de los peletizadores mediante el levantamiento de información bibliográfica y de campo, con la finalidad de identificar las variables que afectan al sistema.
2. Evaluar el comportamiento hidráulico del sistema de bombeo del agua de calentamiento del área de peletización, para conocer la distribución de flujo del sistema.
3. Evaluar el comportamiento térmico del sistema de calentamiento del área de peletización, con la finalidad de determinar la transferencia de calor que se lleva a cabo en cada una de las chaquetas.

4. Proponer opciones de mejoramiento del sistema de calentamiento del área de peletización, con la finalidad de seleccionar aquellas que sean técnicamente factibles.
5. Proponer un lazo de control con la finalidad de mantener la temperatura adecuada en los bajantes del sistema de peletizado.
6. Evaluar económicamente las propuestas de mejoras seleccionadas a fin de considerar su implementación futura.

#### **1.4 JUSTIFICACIÓN**

La empresa Negroven, S.A. supe materia prima a empresas con altas exigencias de calidad en los productos que utilizan, por lo que ésta es un factor muy importante. Adicionalmente, al eliminar la formación de *cake* a la salida de los peletizadores, se garantiza uniformidad en la alimentación a los secadores y estabilidad en la operación.

El desarrollo de esta investigación trae consigo un alto aporte en cuanto a las habilidades cognoscitivas del proceso a evaluar, en vista de que la recolección de datos proporciona una fuente de información acerca del comportamiento del sistema para los operadores en la práctica, a fin de mejorarlo.

Esta investigación tiene un importante aporte en cuanto a la seguridad de los operadores, ya que al evitarse la formación de *cake* se reduce la frecuencia de la operación de limpieza, la cual genera riesgos en caso de que el operador incumpla con lo establecido en el procedimiento de limpieza de los peletizadores.

Para la Universidad de Carabobo, esta investigación es una significativa fuente de información que puede ser aprovechada para ampliar el conocimiento de los estudiantes respecto al tema en cuestión, así como de referencia para futuras investigaciones.

Es importante resaltar que la investigación proporciona un gran aporte en cuanto a los conocimientos y habilidades que se adquieren al trabajar con sistemas de bombeo, calentamiento y control, poniendo en práctica y reforzando los conocimientos adquiridos previamente en la formación académica. Dichos conocimientos serán de gran utilidad para la formación laboral.

## **1.5 LIMITACIONES**

La principal limitación que se presenta se refiere a la medición de flujo de agua en el sistema, ya que no se dispone de ningún medidor de este tipo instalado a lo largo de éste siendo el flujo una variable de vital importancia para el desarrollo experimental de la presente investigación.

Por otra parte, en vista de que no se cuenta con el flujo de agua, la presión a lo largo del sistema sería la opción más adecuada para estimar las variables, lo cual representa una segunda limitante, ya que sólo se cuenta con indicadores de presión en las cercanías de la caldera, siendo un problema determinar las pérdidas de energía a lo largo del sistema, tomándose éste como un método alternativo para la determinación de caudal, mediante el uso de las curvas características de las bombas.

De requerirse un medidor de flujo ultrasónico o algún otro instrumento de medición, el factor económico podría ser una importante limitante a la hora de la recolección de datos.

## **CAPÍTULO II. MARCO TEÓRICO REFERENCIAL**

*En este capítulo se presentan de forma simplificada los objetivos y conclusiones más relevantes de trabajos anteriores, que por su contenido son útiles para el desarrollo de este trabajo de investigación y sirven de referencia para el mismo.*

*A su vez, se presentan los fundamentos teóricos más relevantes asociadas al presente trabajo de investigación.*

### **2.1 ANTECEDENTES**

- D'ANTONIO, P. (2006) "**Maximizing Small-Boiler Efficiency**" (Maximizando la Eficiencia de Calderas Pequeñas). Estados Unidos.

El objetivo principal de la investigación fue estudiar los efectos de recirculaciones en diversos sistemas de calentamiento de agua empleando una caldera, así como las condiciones de operación de ésta, de forma tal que operase con la mayor eficiencia posible.

Como resultados más relevantes se obtuvo que la recirculación de agua caliente previa a la alimentación a la caldera generaba una mayor temperatura de salida, pero menor eficiencia, así como también se determinó que a menor carga de trabajo mayor fue la eficiencia de la caldera.

La semejanza con el proyecto en desarrollo radicó en determinar bajo cuáles condiciones de operación debió trabajar la caldera del sistema de calentamiento, así como la posibilidad de realizar un cambio en el sistema de tuberías para así lograr una mayor temperatura del agua a la salida del sistema.

La principal diferencia con el proyecto en desarrollo, es que éste busca determinar las condiciones óptimas de operación, mas no directamente la eficiencia de un sistema conformado no sólo por una caldera, sino también por un sistema de bombeo y una chaqueta de calentamiento.

- ROMANYSHYN, G. (2004) "**Pumps: Making Life- Cycle Design Decisions**" (Bombas: Tomando Decisiones de Diseño del Ciclo de Vida). Estados Unidos.

Esta investigación tuvo principalmente dos enfoques: el diseño de sistemas de bombeo que optimizaran tanto su eficiencia como su tiempo de vida útil; así como la

evaluación de sistemas de bombeo existentes de forma de optimizarlos, considerando para ambos casos el factor económico.

Como resultado de esta investigación se tuvo un método a seguir tanto para el diseño como para la evaluación de sistemas de bombeo, acompañado de ecuaciones, de forma que se pudieran emplear para sistemas genéricos y así evaluarlos.

La principal semejanza con el proyecto en desarrollo fue la evaluación de un sistema de bombeo instalado para así determinar sus posibles fallos y poder optimizarlo, sin la necesidad de un cambio radical del sistema y considerando el factor económico.

Las investigaciones difieren en que el proyecto en desarrollo no tiene como objetivo determinar el tiempo de vida útil del sistema ni sus componentes, y no presentará un diseño nuevo, sino una modificación a un sistema instalado.

- HARTMAN, T. (2001) **“Getting Real About Low Delta T in Variable-Flow Distribution Systems - It is time to 'clear the decks' and adopt new thinking”** (Tornándose Realistas Acerca del Bajo Delta T en Sistemas de Distribución de Flujo Variable – Es Hora de “despejar las cubiertas” y Adoptar un Nuevo Pensamiento). Estados Unidos.

La investigación se enfocó en determinar y eliminar los principales factores que influyen en los problemas que ocasionan bajos gradientes de temperatura en sistemas de distribución de agua de enfriamiento o calentamiento.

Entre los resultados más importantes destacó que el empleo de un flujo mayor al de diseño ocasiona una temperatura del agua diferente de la deseada, al igual que el empleo de un flujo menor al deseado, ya que se debe recurrir a la recirculación o derivación de agua para cumplir con especificaciones de flujo. Como forma de eliminar las condiciones indeseadas se planteó la eliminación de válvulas de tres vías empleadas para combinar flujos, así como el empleo de sistemas de bombeo en serie.

La semejanza de esta investigación con el proyecto en desarrollo fue la obtención de las condiciones deseadas de temperatura de agua de calentamiento mediante la manipulación del sistema de bombeo.

La diferencia principal se basó en que esta investigación sólo estudia el sistema de distribución del agua, mas no el medio de calentamiento ni el uso que se le da a éste.

- RIVOLTA, R.; REY, E. (2001) “**Evaluación del sistema de agua de proceso de una planta de negro de humo**”. Universidad de Carabobo. Carabobo.

La investigación consistió en el desarrollo de un método de control que permitió relacionar las variables de manejo del sistema. Entre los objetivos específicos más relevantes se tuvo el análisis de las condiciones de operación del proceso y el diseño de un método de control para relacionar las variables del sistema.

El método experimental aplicado consistió en el levantamiento de información bibliográfica, la toma de datos del sistema y en la realización de perturbaciones en el mismo para determinar las variables más influyentes en el sistema de agua de proceso y así desarrollar la estrategia de control.

Entre los logros más relevantes se obtuvo que la estrategia de control diseñada mediante la lógica difusa logró relacionar las variables del sistema, considerando las fluctuaciones de flujo de agua en los peletizadores y las temperaturas de los tres lazos cerrados.

Las semejanzas con la presente investigación radicarón en que se trabajó con la misma sección del proceso en estudio, permitiendo la mayor comprensión de su funcionamiento.

Las diferencias consistieron en que en este caso se planteó una estrategia de control para el sistema de alimentación de agua al equipo, mientras que la presente investigación se centra en la detección y corrección de fallas del sistema de calentamiento de la sección en cuestión.

- ACEVEDO, H. (1999) “**Evaluación hidráulica de la red de distribución de agua de enfriamiento en los compresores de aire de una unidad de planta eléctrica**” Universidad de Carabobo. Carabobo.

El objetivo de mayor relevancia para la presente investigación fue el de evaluar y proponer mejoras a la red de distribución de agua de enfriamiento a la unidad de la

planta eléctrica.

Las principales variables involucradas fueron los coeficientes de transferencia de calor de los equipos de intercambio térmico y las caídas de presión que ocurrían a lo largo de la red de distribución de agua de enfriamiento hacia los compresores de aire.

Para llevar a cabo la investigación se realizaron mediciones en las áreas a estudiar, definiendo las variables críticas en la operación de los procesos de compresión de aire y sistema de enfriamiento, recopilando valores en campo de temperaturas, presiones y caudales, así como de todas las características del sistema.

Los enfriadores inter-etapas de compresión instalados en todos los compresores eran adecuados al servicio requerido. El bajo flujo de agua por los cabezales de distribución hacia la planta eléctrica se debió a las restricciones al flujo y a las pérdidas de energía en algunos tramos de tuberías de la red.

La similitud del trabajo con la presente investigación radicó en la evaluación del sistema de bombeo del agua, el análisis de las pérdidas de energía y la determinación de sus deficiencias.

Sin embargo, el agua a emplear para la presente investigación será utilizada como medio de calentamiento y no de enfriamiento; de igual forma, en lugar de intercambiadores de calor, se utilizan chaquetas de calentamiento y por supuesto, el proceso al que se aplica es completamente diferente.

- PEÑA, D.; PEÑA, S. (1997) **“Evaluación del sistema de generación de vapor de una planta de alquiler”**. Universidad de Carabobo. Carabobo.

Los objetivos de mayor relevancia fueron determinar la eficiencia de los generadores de vapor y proponer posibles arreglos de operación de las calderas.

Se diagnosticó el sistema actual, tomando en cuenta los datos de proceso, luego se determinó el flujo teórico de vapor de cada uno de los equipos que lo requieren, estableciendo sus condiciones de operación. De igual forma se determinó la producción de vapor y el consumo del gas de las calderas, con el fin de evaluar su eficiencia. Por otra parte se chequeó el sistema de control en las calderas, verificando en campo si el esquema instalado se encontraba bajo especificación de las normas de seguridad.

El sistema de generación de vapor operaba a una eficiencia aproximada de 70 %, con las calderas B-202 y B-203 en operación, y 74 % con las calderas B-201 y B-203; estos valores se encontraban en el rango de eficiencia de las calderas (70 – 80) %, especificados en el manual de las mismas.

La evaluación de las calderas y la determinación de su eficiencia es un punto importante en el desarrollo de la presente investigación, ya que se requiere de la evaluación de un equipo similar.

La caldera con la cual se opera en el sistema en estudio sólo se utiliza para calentar agua, a diferencia de ésta que se emplea como generador de vapor. Así mismo, sólo se cuenta con un único equipo en lugar de tres, de los cuales dos operan.

## **2.2 FUNDAMENTOS TEÓRICOS**

### **2.2.1 Ecuación de Bernoulli**

La evaluación hidráulica de un sistema de bombeo cerrado requiere de la aplicación de una serie de ecuaciones para determinar la variación de energía entre dos puntos. Para esto, las ecuaciones de conservación de energía deben considerar la disipación, intercambio y fuentes de energía en todas sus formas.

El modelo matemático más conocido de esta naturaleza es la Ecuación de Bernoulli. Ésta puede ser desarrollada de diferentes formas según sea la aplicación, tales como: ecuación de Bernoulli ideal, balance global de energía del teorema de Bernoulli y energía mecánica del teorema de Bernoulli.

La ecuación a utilizarse en esta investigación es la de energía mecánica del teorema de Bernoulli. En ésta se consideran cuatro principales fuentes de energía: la velocidad y presión del fluido, la energía potencial y posibles fuentes externas tales como bombas, compresores, etc. Adicionalmente, considera como fuente de intercambio de energía los equipos de recuperación de potencia (turbinas) y como disipación, considera las pérdidas de energía por fricción ocasionadas por los accesorios y tuberías que se encuentren en el sistema. La ecuación viene dada por: (Perry, 1992)

$$\frac{P_1 - P_2}{\gamma} + Z_1 - Z_2 + \frac{v_1^2 - v_2^2}{2g} \pm H_e - h_L = 0 \quad (2.1)$$

Donde:

$P_i$ : Presión en el punto "i" (kgf/m<sup>2</sup>)

$Z_i$ : Altura desde el punto de referencia hasta el punto "i" (m)

$v_i$ : Velocidad de desplazamiento del fluido (m/s)

i=1: Punto 1 del volumen de control

i=2: Punto 2 del volumen de control

$\gamma$ : Peso específico del fluido de trabajo (kgf/m<sup>3</sup>)

$g$ : Aceleración local debida a la gravedad (m/s<sup>2</sup>)

$H_e$ : Trabajo de eje introducido o retirado en unidades de cabezal (m)

$h_L$ : Pérdidas de energía por fricción (m)

Las pérdidas por fricción se obtienen a partir de la siguiente ecuación: (Streeter, 1999)

$$h_L = \frac{v^2}{2g} \left[ f \left( \frac{L_T}{D} + \sum \left( \frac{L_e}{D} \right) \right) + \sum k \right] \quad (2.2)$$

Donde:

$f$ : Factor de fricción de Darcy (adim)

$L_T$ : Longitud total de tubería en el tramo (m)

$D$ : Diámetro interno de la tubería (m)

$\left( \frac{L_e}{D} \right)$ : Longitud equivalente de los accesorios (adim)

$k$ : Coeficiente de fricción de los accesorios (adim)

### 2.2.2 Factor de Fricción de Darcy

Este factor es una función del número de Reynolds y la rugosidad relativa de la tubería estudiada. Se obtiene mediante un método gráfico (diagrama de Moody, Figura C.2) el cual relaciona dicho factor (eje de las ordenadas) con el número de Reynolds (eje de las ordenadas) para un conjunto de valores de rugosidades relativas.

La rugosidad absoluta no es más que la aspereza del conducto o tubería, es decir, las irregularidades que presentan estos en su superficie interna. La rugosidad relativa es la rugosidad absoluta entre el diámetro de la tubería. (Welty, 1991)

### 2.2.3 Número de Reynolds

Representa la función que relaciona la transferencia del tipo de régimen de flujo que experimenta el fluido. Osborne Reynolds demostró que esta función dependía del diámetro de la tubería, la densidad del fluido de trabajo, la velocidad promedio de flujo y de la viscosidad absoluta. Dicha función se verifica mediante la ecuación (Streeter, 1999):

$$\text{Re} = \frac{D \cdot \rho \cdot v}{\mu} \quad (2.3)$$

Donde:

Re: Número de Reynolds (adim)

$\rho$ : Densidad del fluido de trabajo ( $\text{kg/m}^3$ )

$\mu$  : Viscosidad del fluido de trabajo ( $\text{kg.m/s}$ )

### 2.2.4 Bombas Centrífugas

Para el transporte de líquido las bombas centrífugas son empleadas comúnmente. En este caso la energía mecánica del fluido es incrementada por acción centrífuga. El líquido penetra a través de una unión de succión, concéntrica con el eje de una pieza que gira a gran velocidad, llamada impulsor o rodete. El rodete está provisto de álabes radiales solidarios con el mismo. El líquido circula hacia fuera, por el interior de los espacios que existen entre los álabes, y abandona el rodete con una velocidad mayor que a la entrada del mismo. El líquido que sale periféricamente del rodete se recoge en una carcasa en espiral, llamada voluta, y sale de la bomba a través de una conducción tangencial de descarga. El fluido recibe energía del rodete, que a su vez es transmitida a éste mediante el par de un eje giratorio, generalmente accionado mediante conexión directa con un motor de velocidad constante. (Mc Cabe, 1990)

La pérdida de potencia en una bomba real se debe a la fricción del fluido y a las pérdidas por choques, con conversión de energía mecánica en calor, y pérdidas por

fugas, fricción de disco y en los cojinetes. Las fugas representan un flujo invertido desde la descarga del rodete hasta el orificio de succión, y dan lugar a una reducción del volumen real descargado por la bomba por unidad de potencia consumida. La fricción de disco es la que tiene lugar entre la superficie exterior del rodete y el líquido que ocupa el espacio comprendido entre el rodete y la parte inferior de la carcasa. Las pérdidas en los cojinetes representan la potencia que se requiere para vencer la fricción mecánica en los cojinetes y en prensaestopas o cierre de la bomba.

El rendimiento de una bomba centrífuga disminuye rápidamente con la velocidad de flujo para bajas velocidades, alcanza un valor máximo en la región de la capacidad especificada y disminuye a medida que la velocidad de flujo se aproxima al valor de cabezal cero.

La potencia suministrada a la bomba desde una fuente externa depende de la diferencia de presión entre la descarga y la succión y es independiente de la presión absoluta. A partir de consideraciones energéticas es irrelevante que la presión de succión sea inferior o superior a la presión atmosférica siempre que el fluido se mantenga en estado líquido. Sin embargo, si la presión de succión es sólo ligeramente mayor a la presión de vapor, parte del líquido puede vaporizarse súbitamente dentro de la bomba, dando lugar a un proceso que recibe el nombre de cavitación, que reduce enormemente la capacidad de la bomba y provoca una severa erosión.

La cavitación es un fenómeno que se origina por la formación de burbujas en el seno de un líquido, provocando fuertes vibraciones. Se originan cuando un sólido se desplaza a gran velocidad; este movimiento crea zonas de alta y baja presión. Cuando en las zonas de baja presión, ésta alcanza valores inferiores a la presión de vapor del líquido, se producen vaporizaciones súbitas que producen burbujas que chocan entre sí, o cuando entran en las zonas de alta presión, vuelvan a la fase líquida violentamente. Esto causa fuertes vibraciones cuya intensidad depende de la magnitud del fenómeno. (McCabe, 1990)

### **2.2.5 Placa Orificio**

Consiste en una placa perfectamente taladrada y mecanizada, con un orificio concéntrico con la tubería en la que está instalado. El orificio de la placa puede estar

biselado en la parte posterior. Se instalan las tomas de presión, una anterior y una posterior a la placa, y se conectan a un manómetro u otro aparato equivalente de medida de presiones. La posición de las tomas es arbitraria y el coeficiente del aparato depende de dichas tomas. Una configuración es la toma a la brida, en la cual la distancia tanto anterior como posterior de las tomas a la placa es de 1 ”.

La disminución de la sección transversal de la corriente al pasar a través del orificio aumenta la carga de velocidad a expensas de la carga de presión, y la disminución de presión entre las tomas se mide mediante un manómetro. La ecuación de Bernoulli permite correlacionar el aumento de la carga de velocidad, con la disminución de la carga de presión, el valor del coeficiente de descarga se obtiene de la Figura 2.4. (Streeter, 1999)

$$Q = C \cdot A_o \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (\Delta P_{PO})}{\rho}} \quad (2.4)$$

Donde:

Q: Caudal que fluye por la línea (m<sup>3</sup>/s)

C: Coeficiente de descarga del orificio (adim)

A<sub>o</sub>: Área del orificio (m<sup>2</sup>)

ΔP<sub>PO</sub>: Diferencia de presión manométrica entre la entrada y salida de la placa (Pa)

Debido a la brusquedad del orificio la corriente de fluido se separa en el lado posterior de la placa y forma un chorro libre, apareciendo una vena contracta. El chorro no está bajo control de las paredes sólidas y el área del chorro está comprendida entre la correspondiente a la abertura del orificio y la de la vena contracta. El área en un punto determinado no puede determinarse fácilmente, de forma que no es fácil relacionar la velocidad del chorro en la zona posterior con el diámetro del orificio.

Antes y después del orificio debe existir suficiente longitud de tubería recta de forma que el tipo de flujo sea normal y no esté distorsionado por válvulas, accesorios y otros aparatos. Si no ocurre así, la distribución de velocidad es anormal y el coeficiente del orificio es afectado en una forma que no se puede predecir.

A causa de las elevadas pérdidas por fricción, debido a los remolinos que se generan en la reexpansión del chorro, una vez sobrepasada la vena contracta, la

recuperación de presión en un medidor orificio es deficiente. La fracción de la presión diferencial que se pierde permanentemente depende de la relación entre el diámetro del orificio y la tubería (ecuación 2.4). (McCabe, 1990)

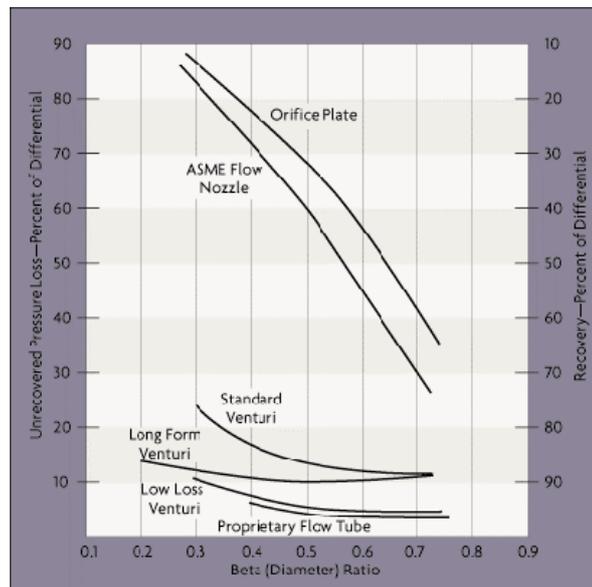
$$\beta = \frac{D_o}{D} \quad (2.5)$$

Donde:

$\beta$ : Relación de diámetro para la placa orificio (adim)

$D_o$ : Diámetro del orificio (m)

Para una relación de diámetros de 0,75 la pérdida de carga es de aproximadamente el 35 % de la presión diferencial máxima apreciable. La Figura 2.1 muestra la variación de la caída de presión permanente según la relación de diámetros. (Omega, s.f.)



**Figura 2.1 Caída de presión permanente para diferentes medidores de flujo (Omega,s.f.)**

El comportamiento de la presión del fluido en las cercanías del medidor se muestra en la Figura 2.2. (McCabe, 1990)

Debido a la variación de la medición del diferencial de presión según las tomas de la placa, las pérdidas permanentes ocasionadas por ésta se determinan mediante la siguiente ecuación (McCabe, 1999):

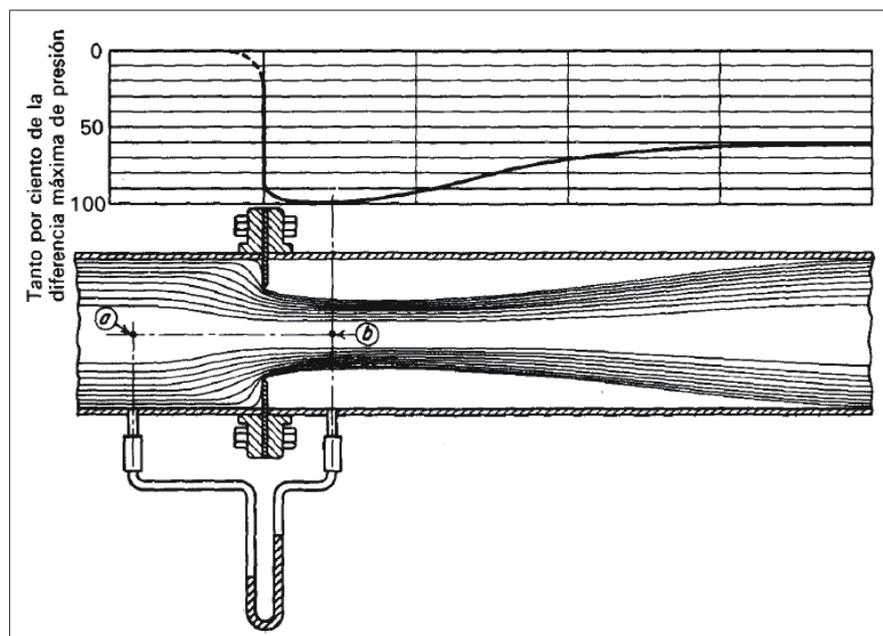
$$h_{PO} = \frac{\%Pp \cdot \Delta P_{PO}}{\rho \cdot g \cdot \% \Delta P_{Max}} \quad (2.6)$$

Donde:

$h_{PO}$ : Pérdidas ocasionadas por la placa orificio (m)

$\%Pp$ : Porcentaje de pérdidas permanentes de la placa orificio (adim)

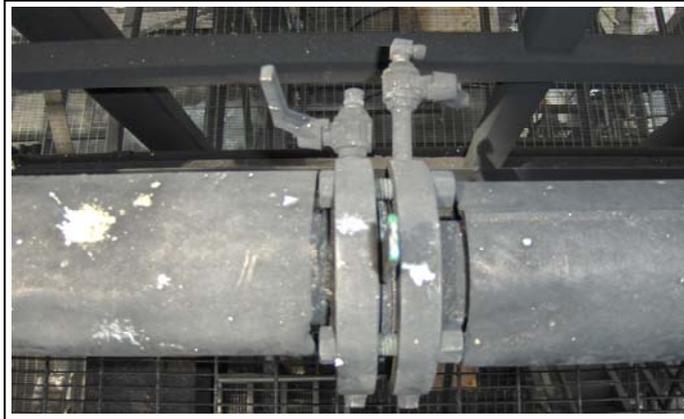
$\% \Delta P_{Max}$ : Porcentaje que representa la medición de diferencial de presión con respecto a la diferencia de presión máxima (adim)



**Figura 2.2 Comportamiento de la presión del fluido en un medidor de placa orificio (McCabe, 1999)**

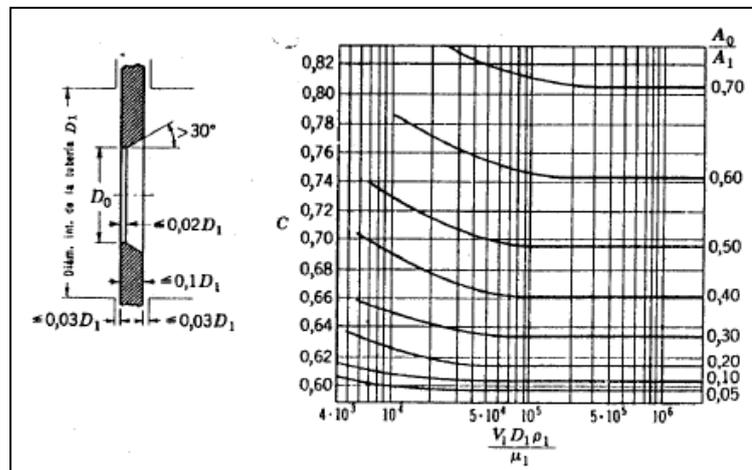
Existen diferentes ubicaciones posibles para las tomas de manométricas de una placa orificio. La más común es la toma de vena contracta, en la cual las tomas manométricas se encuentran a una distancia de  $1 \frac{1}{2}$  diámetros de tubería antes y después de la placa, respectivamente. En este caso, la diferencia manométrica medida es la máxima posible. Las tomas a la brida, aunque menos frecuentes son ampliamente

utilizadas, especialmente en las industrias norteamericanas. La Figura 2.3 muestra una placa de orificio con tomas a la brida.



**Figura 2.3 Placa de orificio con tomas a la brida**

El coeficiente de descarga de la placa orificio depende del tipo de toma instalada. La Figura 2.4 muestra la variación del coeficiente de descarga para una placa orificio con tomas de vena contracta, según el número de Reynolds.



**Figura 2.4 Variación del coeficiente de descarga de una placa orificio con tomas de vena contracta (Streeter, 1999)**

## 2.2.6 Calderas

Una caldera o generador de vapor es un equipo estático que se utiliza para

producir vapor de agua a una cierta presión para usos industriales, a partir del agua de alimentación y combustible, por ejemplo, gas natural.

El aporte de calor al agua para lograr su vaporización, se logra a partir de la energía liberada por la combustión de un hidrocarburo, mediante un quemador. La transmisión de calor se produce en parte por radiación de la llama en el hogar y en parte por convección de los humos calientes que circulan por los tubos, en el caso de las calderas pirotubulares. El agua se transforma así en vapor saturado.

Los quemadores normalmente utilizados son de tiro forzado, pues el aire suministrado para la combustión es introducido en el hogar por un ventilador que toma el aire del ambiente y lo introduce a una presión adecuada para que haya tiro suficiente en el conducto de salida de humos. El elemento encargado de regular el flujo de aire se denomina dámper, el cual acciona una ventanilla, que abre o cierra el paso del aire. Éste a su vez se encuentra acoplado mediante un sistema de varillaje a la válvula de gas, para así variar automáticamente el flujo de gas, al variar el flujo de aire.

Los humos de escape salen por la chimenea a una cierta temperatura. Cuanto menor es dicha temperatura, mayor es el rendimiento de la caldera, ya que mayor es la cantidad de calor cedido por los humos en la caldera. Para lograr este efecto las calderas deben diseñarse con la superficie de intercambio adecuada, pues debe tenerse en cuenta que temperaturas de humos excesivamente bajas pueden provocar problemas de corrosión por condensación ácida, especialmente en calderas que utilizan combustibles con niveles significativos de azufre: fuel-oil y gas-oil. Por otro lado, tanto el hogar como los tubos deben mantenerse limpios de incrustaciones mediante limpiezas químicas periódicas y buen tratamiento del agua de alimentación. Los tubos, a su vez, deben mantenerse limpios de hollín, todo ello con objeto de maximizar el rendimiento energético de la caldera.

El rendimiento de la caldera está también íntimamente ligado a la calidad de la combustión. Para lograr un rendimiento máximo debe mantenerse un mínimo aire de combustión que permita la combustión completa del combustible sin producir combustión incompleta. Un quemador de diseño adecuado deber ser capaz de trabajar con un nivel de oxígeno en humos del 3% sin producir problemas. (Mavainsa, s.f.)

La caldera automática Continental está equipada con un quemador integral, diseñado para operar con gas natural, del tipo de mezcla de salida. Esto significa que el gas y el aire de combustión son mezclados en el hogar, en el punto de encendido.

El gas entra por el centro del quemador, de donde es difundido hacia los lados, dentro de la corriente de aire en rotación rápida. Los gases incandescentes salen girando a través del hogar de la caldera, provocando una transferencia muy efectiva del calor por conducción y convección. Esto es importante dado que la transmisión por radiación es poca, debido a la baja luminosidad de la llama de gas.

En la tubería de alimentación de gas de la caldera debe instalarse una válvula reguladora de presión de gas, excepto en las circunstancias especiales en que el proveedor de gas garantice de una manera absoluta que la presión del gas no fluctuará, creando una situación peligrosa, y que dicha presión sea la especificada para ese tren de gas en particular. Se debe evitar en lo posible que la presión de entrada al regulador de la caldera sea mayor a diez veces la presión regulada. (Técnicas de Caldera, C.A., s.f.)

## 2.2.7 Transferencia de Calor

### 2.2.7.1 Conducción

La conducción es la transferencia de calor desde una parte de un cuerpo a otra del mismo cuerpo, o bien, desde un cuerpo a otro que esté en contacto físico con él, sin desplazamiento apreciable de las partículas del cuerpo. La ley de Fourier, la cual se muestra a continuación, permite modelar este fenómeno. (Perry, 1992)

$$\frac{dQ}{d\theta} = -k_t \cdot A_p \cdot \frac{dT}{dx} \quad (2.7)$$

Donde:

$\frac{dQ}{d\theta}$  : Velocidad de flujo de calor (W)

$k_t$ : Conductividad térmica del material (W/m.K)

$A_p$ : Área perpendicular al flujo de calor (m<sup>2</sup>)

$\frac{dT}{dx}$  : Velocidad de cambio de temperatura con la distancia (K/m)

Los sistemas cilíndricos a menudo experimentan gradientes de temperatura sólo en dirección radial, y por consiguiente, se consideran unidimensionales. Para el caso de un cilindro hueco, se tiene: (Incropera, 1999)

$$q_1 = -\frac{2 \cdot \pi \cdot L \cdot k_t \cdot (T_{int} - T_{ext})}{\text{Ln}\left(\frac{D_{ext}}{D_{int}}\right)} \quad (2.8)$$

Donde:

$q_1$ : Flujo de calor en sentido radial (W)

L: Longitud del cilindro (m)

$T_{int}$ : Temperatura interna del cilindro (K)

$T_{ext}$ : Temperatura externa del cilindro (K)

$D_{int}$ : Diámetro interno del cilindro (m)

$D_{ext}$ : Diámetro externo del cilindro (m)

La conductividad térmica es una propiedad a la que se hace referencia como propiedad de transporte, proporciona una indicación de la velocidad a la que se transfiere energía mediante el proceso de difusión y depende de la estructura de la materia, atómica y molecular, que se relaciona con el estado de la materia.

En la visión moderna de los materiales, un sólido se compone de electrones libres y de átomos unidos en un arreglo periódico denominado estructura cristalina. Por consiguiente, el transporte de energía térmica se debe a dos efectos: la migración de electrones libres y las ondas vibracionales de la estructura cristalina. Estos efectos son aditivos, de modo que la conductividad térmica es la suma de ambos componentes. (Incropera, 1999)

### **2.2.7.2 Convección forzada flujo interno**

La convección es la transferencia de calor desde un punto a otro dentro de un fluido mediante la mezcla de una porción del fluido con otra. En la convección forzada, el movimiento del fluido se produce por medios mecánicos.

La transferencia de calor por convección forzada es el modo que se utiliza con mayor frecuencia en las industrias de procesos. Se bombean fluidos calientes y fríos, separados por una frontera sólida, a través del equipo de transferencia de calor, con

una velocidad de transferencia de calor que es función de las propiedades físicas de los fluidos, las velocidades de flujo y la forma geométrica del sistema. En general, el flujo es turbulento y el conducto de flujo varía en su complejidad de tubos circulares a intercambiadores de calor con desviadores y de superficies extendidas. Los coeficientes de transferencia de calor se ven afectados fuertemente por la mecánica de flujo que tiene lugar durante la transferencia de calor por convección forzada. La intensidad de la turbulencia, las condiciones de entrada y las condiciones de las paredes son algunos de los factores que se deben tomar en consideración en forma detallada cuando se necesiten previsiones precisas de los coeficientes.

Se han propuesto muchas relaciones para predecir el flujo turbulento en tubos. Para fluidos de número elevado de Prandtl, las relaciones deducidas de las ecuaciones de movimiento y energía a través de la analogía de transferencia de calor y cantidad de movimiento, son más complicadas y no más precisas que muchas de las relaciones empíricas que se han desarrollado. (Perry, 1992)

Para sistemas en que ocurra una variación de temperatura pequeña a moderada, el modelo que describe la transferencia de calor es la ecuación de Dittus- Boelter. (Incropera, 1999)

$$Nu_D = \frac{0,125 \cdot f \cdot Re \cdot Pr}{1,07 + 12,7 \cdot (0,125 \cdot f)^{1/2} \cdot (Pr^{2/3} - 1)} \quad (2.9)$$

Donde:

$Nu_D$ : Número de Nusselt (adim)

$Pr$  : Número de Prandtl (adim)

Adicionalmente, el número de Nusselt viene dado por la siguiente ecuación (Incropera, 1999)

$$Nu_D = \frac{h \cdot D_s}{k_f} \quad (2.10)$$

Donde:

$h$ : Coeficiente convectivo ( $W/m^2 \cdot h \cdot K$ )

$D_s$ : Diámetro de la superficie a través de la cual ocurre la transferencia de calor (m)

$k_f$ : Conductividad térmica del fluido ( $W/m \cdot K$ )

La aplicación de este modelo está restringida por las siguientes condiciones: número de Prandtl comprendido entre 0,7 y 160, número de Reynolds mayor a 10.000 y relación longitud/diámetro mayor a 10. Todas las propiedades se evalúan a la temperatura media del fluido. (Incropera, 1999)

El número de Prandtl proporciona una medida de la efectividad relativa del transporte de momento y energía por difusión en las capas límites hidrodinámica y térmica, respectivamente. A continuación se presenta la ecuación: (Incropera, 1999)

$$\text{Pr} = \frac{\mu \cdot c_p}{k_f} \quad (2.11)$$

Donde:

$c_p$ : Capacidad calorífica del fluido (kJ/kg.K)

### 2.2.7.3 Convección Natural

En la convección libre, el movimiento del fluido se debe a las fuerzas de empuje dentro de éste, mientras que en la convección forzada se impone de forma externa. El empuje se debe a la presencia combinada de un gradiente de densidad del fluido y de una fuerza de cuerpo que es proporcional a la densidad. En la práctica, la fuerza del cuerpo normalmente es gravitacional, aunque puede ser una fuerza centrífuga en una maquinaria de fluido giratoria o una fuerza de Coriolis en movimientos atmosféricos y oceánicos rotacionales. Hay también varias formas en las que un gradiente de densidad de masa puede surgir en un fluido, pero la situación más común se debe a un gradiente de temperatura (Incropera, 1999).

La convección natural con aire ha sido ampliamente desarrollada, obteniéndose correlaciones de gran precisión para superficies largas, ya que los efectos en los extremos son impredecibles. En el caso de cilindros verticales largos, la correlación empleada es la siguiente para un número de Rayleigh comprendido entre  $10^4$  y  $10^9$ . (Welty, 1991)

$$h = 1,42 \cdot \left( \frac{T_w - T_\infty}{L} \right)^{0,25} \quad (2.12)$$

Donde:

$T_w$ : Temperatura de pared (K)

$T_{\infty}$ : Temperatura ambiente (K)

En el caso de cilindros horizontales largos, la correlación empleada es la siguiente para un número de Rayleigh comprendido entre  $10^4$  y  $10^9$ . (Welty, 1991)

$$h = 1,32 \cdot \left( \frac{T_w - T_{\infty}}{L} \right)^{0,25} \quad (2.13)$$

El número de Rayleigh es un número adimensional, dado por la multiplicación de los números adimensionales de Grashof y Prandtl, empleado como criterio para determinar un flujo laminar o turbulento. Su ecuación es (Incropera, 1999):

$$Ra = Gr \cdot Pr \quad (2.14)$$

Donde:

Ra: Número de Rayleigh (adim)

Gr: Número de Grashof (adim)

El número de Grashof a su vez viene siendo la razón de las fuerzas de empuje a las fuerzas viscosas que actúan sobre el fluido. Su ecuación es (Incropera, 1999):

$$Gr_D = \frac{g \cdot \beta}{\nu} \cdot (T_w - T_{\infty}) \cdot D_S^3 \quad (2.15)$$

Donde:

$\beta$ : Coeficiente de expansión volumétrica (1/K)

$\nu$ : Viscosidad cinemática ( $m^2/s$ )

$T_{\infty}$ : Temperatura ambiente (K)

Sin importar el modelo de convección empleado para determinar el coeficiente convectivo, el calor se determina empleando el siguiente modelo. (Welty, 1991)

$$q = A_t \cdot h \cdot \Delta T \quad (2.16)$$

Donde:

q: Flujo de calor (W)

$A_t$ : Área de transferencia de calor ( $m^2$ )

$\Delta T$ : Diferencia de temperatura entre los medios involucrados (K)

### **2.2.8 Sistemas de Control**

Para cualquier equipo de proceso, los controles son una parte más integral del diseño que lo que la mayoría de la gente se da cuenta. De hecho, el propio equipo del proceso, es parte de los controles.

A menudo, el equipo del proceso se debe diseñar con más capacidad y, a veces, con uso de más servicios generales de los que necesita para realizar su tarea básica. Esta capacidad adicional, que es un agregado a cualquier capacidad adicional de producción, se necesita para el control del proceso.

En el caso de control de flujo, debe seleccionarse una bomba que aporte un cabezal suficiente como para vencer las caídas de presión en el medidor de flujo y válvula de control, al mismo tiempo que entrega el flujo y la presión máximos establecidos. Así mismo, el motor acoplado a ésta debe ser capaz de cumplir con los requerimientos. (Branan, 2000)

El propósito del control automático es reducir los grados de libertad del proceso. Un sistema de control automático es la reducción de grados de libertad del proceso por medio de dispositivos mecánicos, neumáticos, electrónicos o de otra índole. Se dice que un proceso está totalmente bajo control automático cuando los grados de libertad con respecto a las variables de funcionamiento del proceso son idénticos a cero. Dicho de otra manera, los valores deseados de las variables de funcionamiento son puntos de ajuste para el sistema de control. (Perry, 1992)

#### **2.2.8.1 Limitaciones del controlador**

Un controlador no puede hacer lo imposible. Ya se ha visto cómo el equipo del proceso es parte del sistema de control y debe diseñarse para que tenga capacidad para estas funciones de control. Sin que el equipo del proceso realice su parte, el controlador no puede llevar a cabo de forma adecuada su tarea.

También existe otra limitación de los controladores que con frecuencia se pasa por alto. A un controlador sólo se le debe dar una tarea para que realice, no varias. Por ejemplo, podría diseñarse un controlador para que entregue alimentación a un proceso que tenga demanda variable. El controlador de nivel de la caldera es un ejemplo de ese tipo. Este controlador se puede diseñar para que se encargue de las oscilaciones en la

presión, corriente arriba o corriente abajo. Hay que asegurarse de que se cuenta con otros medios para controlar las variaciones adicionales. (Branan, 2000)

#### **2.2.8.2 Elemento sensor**

- Termopares:

Las mediciones de temperatura que utilizan termopares se basan en el descubrimiento hecho por Seebeck en 1821 de que una corriente fluye en un circuito continuo de dos alambres metálicos diferentes, si las dos conexiones se encuentran a temperaturas diferentes. Para lograr mediciones de temperaturas exactas, el instrumento de medición se construye de tal modo que se mida una fuerza electromotriz sin corriente para eliminar los efectos de resistencia del circuito.

En los sistemas de control, la unión de referencia se localiza casi siempre en el dispositivo de medición de la fuerza electromotriz (fem). La unión de referencia se puede mantener a temperatura constante o se puede mantener a temperatura ambiente, pero con una compensación eléctrica de tal manera que parezca conservarse a una temperatura constante. (Perry, 1992)

- Termómetros bimetalicos:

El bimetálico termostático se define como un material compuesto que consta de tira o flejes de dos o más metales unidos entre sí. Debido a los diferentes índices de expansión de sus componentes, esta composición tiende a cambiar de curvatura cuando se somete a una variación de temperatura.

Cuando se mantiene fijo un extremo de una tira recta, el otro sufre una deflexión proporcional al cambio de temperatura y al cuadrado de la longitud, y en el sentido inverso al espesor, a lo largo de la porción lineal de la curva característica de deflexión. Si una tira bimetalica se enrolla de forma helicoidal o como espiral y se fija uno de sus extremos, el otro girará al aplicársele calor. (Perry, 1992)

#### **2.2.8.3 Elemento de control final**

El elemento de control final es el mecanismo que altera el valor de la variable manipulada en respuesta a la señal de salida proveniente del controlador automático, la señal de salida que se obtiene de un dispositivo de control de manejo manual o por

alguna manipulación directa. En instalaciones de control automático, éste consta normalmente de dos partes: un accionador o actuador que traduce la señal de salida del dispositivo controlador en una acción que comprende una gran fuerza o la manipulación de una energía de gran magnitud; un dispositivo que responde a la fuerza del accionador y ajusta el valor de la variable manipulada.

Cada dispositivo que se utiliza para constituir el elemento de control final posee sus propias características de retraso dinámico o constantes de tiempo. La importancia del efecto de los retrasos depende del proceso en el que se emplea el dispositivo.

En cualquier estudio de las válvulas de control y sus características, deben tomarse en cuenta dos partes de la válvula: el cuerpo de la misma, sus aspectos geométricos y sus materiales de fabricación y el macho o tapón de la válvula, su geometría y sus materiales de construcción.

Las partes de las válvulas operan por medio de un actuador de posición lineal o alguna modificación de este tipo de actuador. Estos actuadores colocan el macho de la válvula en el orificio, en respuesta a una señal proveniente del controlador automático o a través de un ajuste mecánico o manual.

Hay tres tipos básicos de características de válvulas que se observan con una caída de presión constante en la misma. Esta clasificación se basa en la sensibilidad de rapidez de cambio de flujo que pasa por la válvula en relación con la posición del vástago de la misma, éstas son creciente, decreciente y lineal.

Como ejemplo de tipo de sensibilidad decreciente se pueden citar las válvulas de globo de abertura rápida, de vertedero y de vástago. Entre las de clase sensibilidad creciente están las válvulas de igual porcentaje, las logarítmicas y las parabólicas. Las características del flujo inherente se determinan según la geometría del orificio y el obturador. Se acostumbra describir el gasto o velocidad de flujo que pasa por la válvula como una función de la posición del vástago manteniendo constante la caída de presión a través de la válvula. Los fabricantes proporcionan esta información, que denominan datos de "coeficiente dimensional", asociados por lo común con las condiciones estándares de una caída de presión constante de 1 psi. (Perry, 1992)

#### **2.2.8.4 Tipos de controladores (Perry, 1992)**

##### **On-off o de dos posiciones**

Es la forma más simple y común de control; por ejemplo, los termostatos muy conocidos que se utilizan en el calentamiento del ambiente, la refrigeración y el calentamiento de tanques. Existen tres variaciones comunes de este controlador: ideal, banda muerta y con histéresis.

Aunque el controlador puede tener poca histéresis, las demoras en el dispositivo de medición de la variable controlada y el proceso se encuentran en el circuito de control. Invariablemente, estas demoras hacen que la variable manipulada oscile en torno al punto de ajuste. Si se agrega una banda diferencial al controlador, la amplitud de operación se incrementa y la frecuencia se reduce. Si el ciclo de trabajo, que es la fracción del tiempo en la posición de encendido, difiere del 50 %, el promedio de tiempo de la variable controlada no será por lo común igual al punto de ajuste. La desviación del promedio en relación con el *set point* se denomina derivación.

##### **Proporcional**

El controlador proporcional suministra una señal que es proporcional a la diferencia entre el punto de ajuste (señal de referencia) y la medición de la variable controlada. La acción de este tipo de controlador es suave y continua a lo largo de su intervalo de operación. En condiciones de estado estacionario, el controlador adopta una posición intermedia, en donde la variable medida es igual que el punto de referencia, excepto por la compensación. La salida del controlador varía en una cantidad proporcional directa o inversa a la desviación de la variable de proceso medida en relación al punto de referencia o ajuste.

##### **Proporcional integral**

Las razones para agregar otros modos de control al controlador proporcional básico, se deben a la necesidad de una acción de reajuste. Esta acción hace que la salida cambie en tanto exista un error. Incluso los errores pequeños proporcionan finalmente la suficiente salida del controlador para hacer que el error se reduzca a cero, que es el propósito principal de la acción de reajuste.

### **Proporcional integral derivativo**

El propósito primordial de la acción de velocidad, rapidez de cambio o derivada, consiste en acelerar la acción de control. Esto lo logra determinando por anticipado a dónde se dirige un proceso y aplicando la corrección necesaria para detener el cambio del error. Se anticipa midiendo la rapidez del cambio del error y aplicando una acción de control proporcional a dicha velocidad (o índice) de cambio.

### **Proporcional derivativo**

Es este caso, la acción de control de rapidez de cambio se añade a la acción de control proporcional. La magnitud de la acción de rapidez de cambio depende de la ganancia proporcional, el tiempo nominal y la velocidad de cambio del error. Sin embargo, esto no contribuye a reducir la desviación.

La acción de velocidad rara vez se utiliza en los sistemas de control con grandes cantidades de interferencia o ruido. Puesto que el ruido es una señal que varía con gran rapidez, la acción de velocidad que provoca es sustancial. En ciertas condiciones, el controlador puede incrementar la amplitud de pico a pico de la interferencia, y por tanto, ser indeseable. (Perry, 1992)

## **2.2.8.5 Tipos de sistemas de control (Perry, 1992)**

### **Sistemas de circuito abierto y cerrado**

Los sistemas de control de circuito abierto son aquellos en que la información sobre la variable controlada en que la variable controlada no se emplea para ajustar cualquiera de las entradas del sistema, con el fin de compensar las variaciones de las variables del proceso. El término “circuito abierto” se refiere al estudio de la dinámica no controlada de un proceso.

Un sistema de control de circuito cerrado implica que la variable controlada es la que se mide y el resultado de esta medición sirve para manipular cualquiera de las variables del proceso.

### **Control de retroalimentación**

En el sistema de control de circuito cerrado, la información sobre la variable

controlada se vuelve a alimentar como base para controlar una variable de proceso, de donde se le designa como “control de retroalimentación o alimentación inversa de control cerrado”. Esta retroalimentación se logra a través de la acción de un operador (control manual) o por medio de instrumentos (control automático).

### **Control de alimentación directa**

El control de alimentación directa (denominado a veces control predictivo o de anticipación) es de empleo general. Las perturbaciones de proceso se miden y compensan sin esperar a que un cambio en la variable controlada indique que ha ocurrido una perturbación. El control de alimentación directa es muy útil en los casos en que la variable controlada final no se puede medir.

El control de alimentación directa comprende básicamente un proceso de entradas múltiple en el cual éstas se pueden medir. Utiliza las mediciones de entrada y las relaciones entre las entradas y las salidas, para ajustar el proceso con el fin de minimizar o eliminar los efectos de las perturbaciones de entrada en la salida del mismo.

### **Sistemas combinados de alimentación directa e inversa**

El control de alimentación directa satisface raramente todas las necesidades de control, de modo que el de alimentación inversa se emplea comúnmente en combinación con él.

En un proceso de dos entradas y dos salidas, las salidas pueden desacoplarse de tal manera que la acción de control que se toma como resultado de una medición en una variable de salida afecte sólo a esa variable.

### **Control de cascada**

Uno de los métodos más utilizados para reducir al mínimo perturbaciones que entran en un proceso lento, es el control en cascada o circuitos múltiples. El control en cascada puede acelerar también la respuesta del sistema de control, reduciendo la constante de tiempo de la función de transferencia de proceso que relaciona la variable manipulada con la salida del mismo.

Por lo común, hay tres características principales presentes en el control en cascada para que sea eficaz. La constante de tiempo del circuito cerrado del circuito secundario debe ser menor que un tercio de la constante de tiempo del circuito primario, el circuito secundario debe incluir una fuente de perturbación de proceso importante, y la variable de proceso que se regula debe ser capaz de desplazar a la variable controlada primaria a su valor deseado.

#### **2.2.8.6 Desarrollo de un sistema de control (Perry, 1992)**

La secuencia generalizada para el desarrollo de un sistema de control que a continuación se describe satisface tanto el proceso simple de una entrada una salida, como el control por computadora de una planta completa. No obstante, en el caso sencillo, los nueve pasos no se identifican necesariamente en forma específica.

##### **a) Establecimiento de los objetivos de operación del proceso.**

El objetivo básico de funcionamiento de cualquier unidad de procesamiento es la producción rentable de un producto específico. Los procedimientos de operación para los cuales el proceso rinde beneficio máximo, dentro de las restricciones de la calidad del producto, constituyen el mejor conjunto de objetivos del operador.

Al establecer los objetivos de operación, se concretan también las variables de desempeño o rendimiento del proceso. Estas variables, ya sean medidas o computadas, determinan la calidad del desempeño del proceso para satisfacer los objetivos de la operación.

##### **b) Definición de los objetivos del sistema de control**

Desde un punto de vista ideal, los objetivos del sistema de control tienen una correspondencia de uno a uno con los objetivos de operación. Por ejemplo, si el objetivo de operación consiste en mantener constante una composición de producto especificada, el objetivo del sistema de control es regular, póngase por caso, la razón de la velocidad de flujo entre los materiales que participan en el proceso. En la práctica, la correspondencia se puede limitar mediante la factibilidad técnica y económica del sistema de control requerido.

Otro objetivo es satisfacer la precisión necesaria del control. La especificación de la precisión de control requerida comprende por lo común determinar los límites permisibles de variación de la variable controlada, tanto en lo que respecta a su valor como a su variación en el tiempo.

### **c) Determinación de las restricciones del proceso**

Estas restricciones incluyen conceptos como pureza mínima del producto, temperatura máxima del proceso, velocidades máximas de flujo y presión máxima. Las restricciones son, por lo común, algún límite de funcionalidad del tipo de procesamiento, límites de calidad de producto, límites en las condiciones reprocesamiento o restricciones de seguridad.

### **d) Identificación de fuentes y características de las perturbaciones**

La duración y frecuencia relativa de aparición de perturbaciones no controladas que se infiltran en el sistema de procesamiento, y las consecuencias de tales perturbaciones en el proceso indican la naturaleza del sistema de control necesario. La base para la síntesis de un sistema de control es la determinación de la naturaleza de tales perturbaciones y su efecto en las variables de rendimiento junto con los objetivos de operación y control.

### **e) Determinación de las características dinámicas del proceso**

Para completar el diseño de un sistema de control y especificar el desempeño de la acción de control requerida, es necesario tener cierto conocimiento de la dinámica del proceso. Esta dinámica incluye la respuesta en el tiempo del proceso a perturbaciones, la descripción dependiente del tiempo de las interacciones del proceso originadas por perturbaciones, y la respuesta dependiente del tiempo de las variables de rendimiento del proceso tanto a perturbaciones como a acciones de control.

### **f) Examen de la factibilidad técnica y económica**

Este paso incluye la descripción inicial de un sistema de control completo propuesto para el proceso. En esta etapa, cada circuito de control se debe evaluar en lo

que respecta su contribución en los objetivos de control y operación, así como su costo. En muchos casos, este análisis debe ser cualitativo y basarse en la experiencia del evaluador.

#### **g) Consideración de soluciones alternativas**

Para un proceso determinado, se tendrá probablemente una mejor solución desde el punto de vista técnico. No obstante, pueden existir varios diseños que den el rendimiento técnico adecuado para un rendimiento económico mejorado cuando se compara con la mejor solución técnica.

Una de las comparaciones más difíciles que se deben hacer es la confiabilidad en función de los costos de inversión, la operación, y el mantenimiento entre varios fabricantes de equipos de procesamiento y control. Las previsiones que deben hacerse para los procedimientos de mantenimiento tienen una mayor comprensión en la actualidad cuando se relacionan con equipos de procesamiento que cuando se trata de equipos de control. No obstante, ambas clases de equipos forman parte integral del sistema de procesamiento.

#### **h) Finalización del diseño de un sistema de control**

La finalización del diseño pone los resultados de las etapas antes citadas dentro de un sistema completo que se puede poner en práctica. Desde el punto de vista de un operador de procesos, el diseño no queda completo sino hasta que las constantes de ajuste de los controladores se especifiquen. Esto significa que, en algunos casos, el diseño no queda del todo concluido hasta que el sistema de control está funcionando.

Con excepción de los ajustes requeridos para que el sistema de control maneje el proceso, el diseño final permite iniciar el pedido del equipo, la planificación de la construcción, la planificación del adiestramiento del operador, la programación de la computadora y otras actividades necesarias para que el sistema quede instalado.

#### **i) Conclusión del desarrollo del sistema de control**

Las últimas etapas del desarrollo de un sistema de control incluyen la construcción, verificación y ajuste, el adiestramiento y la preparación del operador, así

como la documentación completa. Estas etapas finales se deben llevar a cabo en un tiempo apropiado, porque no se dispondrá de los beneficios económicos del sistema de control hasta que el sistema esté funcionando y el personal de operación tenga la suficiente confianza para utilizar al máximo sus capacidades.

## **CAPÍTULO III. MARCO METODOLÓGICO**

*En el siguiente capítulo se define el tipo de investigación y se plantean los pasos metodológicos a seguir para el logro de cada uno de los objetivos propuestos. Así mismo se describen detalladamente la estrategia y métodos utilizados para tal fin.*

El presente trabajo de grado es de tipo proyecto factible, el cual implica una investigación, elaboración, desarrollo y análisis para formular propuestas de acción y/o modelos alternativos de solución al problema planteado. El proyecto factible consiste en la investigación de tipo documental, de campo o un diseño que incluya ambas modalidades. Además, comprende las etapas de diagnóstico, planteamiento y fundamentación teórica de la propuesta, procedimiento metodológico, actividades y recursos para su ejecución, así como los análisis y discusiones sobre la viabilidad y realización del proyecto. (Llanos, 2005). Según la profundidad de este trabajo es de tipo evaluativo, dados lo objetivos planteados.

Este trabajo busca cubrir una necesidad actual, mediante una investigación de campo, la cual busca determinar las debilidades y fortalezas del sistema, mejorando sus condiciones de operación mediante la propuesta de equipos y/o condiciones de operación más eficientes y la de un sistema de control.

### **3.1 DIAGNÓSTICO DEL SISTEMA DE CALENTAMIENTO DEL ÁREA DE PELETIZACIÓN**

Se analizan e interpretan los planos de tuberías e instrumentación del sistema de calentamiento de los peletizadores, para identificar los equipos, y luego en campo se realiza un recorrido de tuberías de manera de identificar las entradas y salidas de tales equipos, así como los instrumentos de medición existentes.

Se determinan los periodos de mayor frecuencia de fallas, para luego buscar información correspondiente a tres lapsos de tiempo, los cuales pertenecen a momentos de operación continua y estable, comprendiendo un periodo de fallas frecuentes y dos de baja frecuencia de fallas. De esta forma se establece el comportamiento de las variables bajo condiciones normales y problemáticas.

Haciendo uso del diagrama causa-efecto se identifican variables que potencialmente influyen en la formación del *cake*. Este diagrama contempla las principales causas del problema en el sistema, tal como lo son: maquinaria, método, mano de obra, materia prima, medio ambiente y medición; así como otros factores que se presentan como ramificaciones de las anteriores.

Se lleva a cabo la medición de las variables que se creen influyentes en el sistema, así como de aquellas requeridas para realizar la evaluación del comportamiento térmico e hidráulico, tales como: temperaturas de pared de tubería a la entrada y salida de las chaquetas del sistema, temperatura del negro de humo a la entrada del secador, diferencial de presión de la placa orificio, presiones a la descarga del sistema de bombeo y a la salida de la caldera, flujo másico de negro de humo a la salida del secador, flujo de agua de peletizado, entre otras.

La data recolectada corresponde al periodo arbitrario posterior al cambio de bajantes de la unidad I, donde se presentó una alta frecuencia de fallas, y a un periodo igualmente arbitrario, pero de igual magnitud que el anterior, posterior a la corrección de fugas de agua en las chaquetas de la unidad I. Se analiza esta data para determinar los factores que realmente influyen sobre la ocurrencia del problema. Esto se hace mediante el análisis de los valores registrados de las variables mencionadas, comprobando su influencia al obtener coincidencia de desviaciones en dichas variables con los eventos de limpieza de los peletizadores y bajantes.

Una vez determinados los factores que influyen sobre la formación de *cake*, se procede a simplificar el diagrama causa efecto, para de esta forma representar las causas de mayor influencia para el proceso (variables y equipos que afectan el funcionamiento del proceso). Esto permite la selección de las variables a medir.

Completados todos los pasos previos, se establecen las condiciones normales de operación del sistema de calentamiento.

### **3.2 EVALUACIÓN DEL COMPORTAMIENTO HIDRÁULICO DEL SISTEMA DE CALENTAMIENTO**

Inicialmente deben conocerse las pérdidas de energía de las chaquetas de los peletizadores, la chaqueta del bajante y la chaqueta de la tubería que entra al secador,

en ambas unidades. Para esto se procede a modificar el recorrido del fluido y el número de bombas en operación, de forma tal de conocer el caudal que circula por cada una de las chaquetas al operar solas. Conocido esto y los valores bibliográficos correspondientes a todos los elementos (válvulas, codos, contracciones, etc) que se encuentren hasta la alimentación y desde la salida de cada chaqueta, mediante las ecuaciones de transferencia de momento, se determina un valor de coeficiente de pérdida equivalente representativo de las pérdidas en cuestión. Dicho coeficiente viene siendo una modificación del coeficiente de pérdidas por fricción.

Se emplea un coeficiente de pérdidas modificado, debido a que para las chaquetas en estudio se desconoce el área interna y su velocidad de circulación, por lo que se emplea la ecuación de pérdidas en función del caudal, sabiendo que tanto el área como el coeficiente de pérdidas son constantes de la ecuación. A continuación se presentan las ecuaciones involucradas:

Recordando la ecuación 2.2, considerando sólo valores de coeficientes de fricción, sin longitud equivalente de los accesorios:

$$h_i = \frac{v_i^2}{2 \cdot g} \cdot k_i \quad (3.1)$$

Donde:

$h_i$ : Pérdidas ocasionadas por la  $i$ -ésima chaqueta (m)

$v_i$ : Velocidad de circulación del fluido por dentro del  $i$ -ésimo elemento (m/s)

$k_i$ : Coeficiente de pérdidas del  $i$ -ésimo elemento (adim)

Se sabe que:

$$v_i = \frac{Q_i}{A_i} \quad (3.2)$$

Donde:

$Q_i$ : Flujo que circula por el  $i$ -ésimo elemento ( $m^3/s$ )

$A_i$ : Área interna del  $i$ -ésimo elemento ( $m^2$ )

Sustituyendo y despejando se obtiene:

$$h_i = \frac{Q_i^2}{2 \cdot g} \cdot K_i \quad (3.3)$$

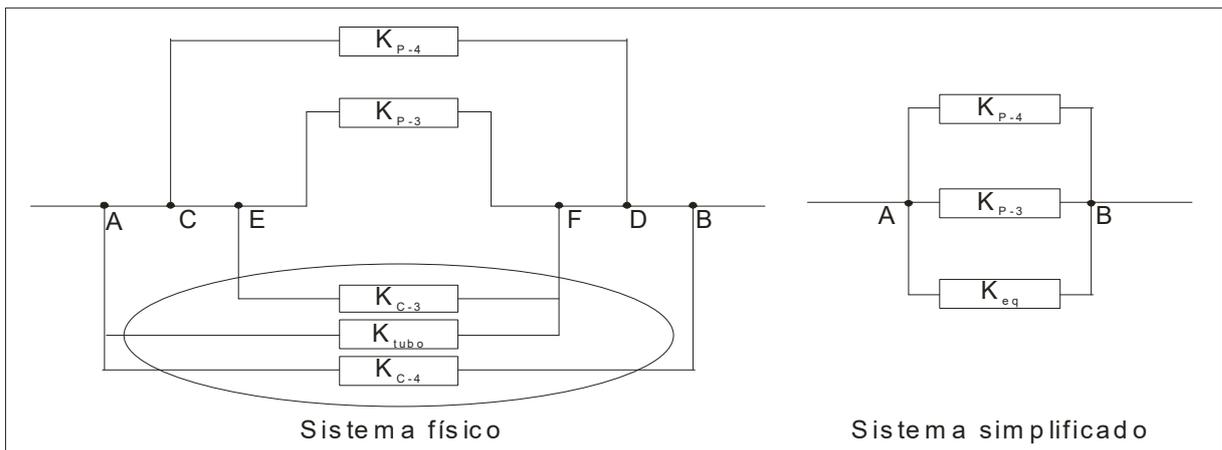
Donde:

$K_i$ : Coeficiente de pérdidas equivalente del  $i$ -ésimo elemento ( $m^{-4}$ )

De donde se tiene que:

$$K_i = \frac{k_i}{A_i^2} \quad (3.4)$$

Seguidamente se procede a determinar la fracción de flujo por cada rama del sistema, por lo que se hace necesario conocer el factor de pérdidas de cada tramo en paralelo. Para esto se realiza la simplificación del sistema físico, tal como se muestra en la Figura 3.1, y se calcula el coeficiente equivalente de pérdidas de cada tramo sin contabilizar individualmente los elementos que se encuentran en el tramo desde el punto A hasta el punto B.



**Figura 3.1 Simplificación del sistema de chaquetas en paralelo para el cálculo**

Para realizar dicha agrupación debe tenerse en cuenta el hecho de que cada tramo agrupado posee distintos tamaños de tuberías, así como una gran cantidad de accesorios, los cuales se agrupan con la chaqueta como si fuesen un solo elemento que ocasiona pérdidas. Esto se justifica debido a que para un sistema en serie, se suman todas las pérdidas para obtener las pérdidas totales, tal como se muestra a continuación:

$$h_T = \sum_{i=1}^n \left( \frac{V_i^2}{2 \cdot g} \cdot k_i \right) \quad (3.5)$$

Donde:

$h_T$ : Pérdidas totales para un sistema en serie (m)

Sabiendo que para cada elemento y tubería, tanto su área como su constante de pérdidas son iguales, se sustituye la ecuación planteada anteriormente:

$$h_T = \sum_{i=1}^n \left( \frac{Q_T^2}{2 \cdot g} \cdot K_i \right) \quad (3.6)$$

Donde:

$Q_T$ : Caudal total que circula por el sistema ( $m^3/s$ )

Resolviendo se obtiene:

$$h_T = \frac{Q_T^2}{2 \cdot g} \sum_{i=1}^n (K_i) \quad (3.7)$$

Donde la suma de cada uno de los coeficientes de pérdidas equivalentes del sistema se considera el valor del coeficiente del sistema completo:

$$K_{SS} = \sum K_i \quad (3.8)$$

Este cálculo se emplea igualmente para calcular el coeficiente de pérdidas equivalentes de ambas unidades completas desde el punto de ramificación hacia la alimentación de cada unidad hasta la unión de ambas descargas.

Conociendo los coeficientes equivalentes de pérdidas de cada rama así como de cada unidad, se determina la distribución de flujo para cada unidad y para cada tramo. Para calcular dicha distribución se requiere nuevamente de la aplicación de artificios matemáticos.

Para un sistema de elementos en paralelo, desde el punto de ramificación hasta el punto de unión, el cabezal perdido en cada tramo debe ser igual, siendo el caudal total del sistema la suma de cada caudal. De esto se obtiene:

$$Q_i = \sqrt{2 \cdot g \cdot h_T} \cdot \frac{1}{\sqrt{K_i}} \quad (3.9)$$

Se calcula el caudal total, sabiendo la aceleración de la gravedad y el cabezal total son constantes para cada caudal:

$$Q_T = \sqrt{2 \cdot g \cdot h_T} \cdot \sum_{i=1}^n \left( \frac{1}{\sqrt{K_i}} \right) \quad (3.10)$$

De donde se obtiene que:

$$\frac{1}{\sqrt{K_{SP}}} = \sum_{i=1}^n \left( \frac{1}{\sqrt{K_i}} \right) \quad (3.11)$$

Donde:

$K_{SP}$ : Coeficiente de pérdidas equivalente de un sistema con ramas en paralelo ( $m^{-4}$ )

Aplicando la ecuación correspondiente a la fracción de flujo:

$$X_i = \frac{Q_i}{Q_T} \quad (3.12)$$

Donde:

$X_i$ : Fracción de flujo que circula por cada rama en paralelo de un sistema (adim)

Sustituyendo ambas variables y simplificando, se obtiene:

$$X_i = \frac{1}{\sqrt{K_i} \cdot \sum_{j=1}^n \left( \frac{1}{\sqrt{K_j}} \right)} \quad (3.13)$$

Mediante esto se calcula la fracción de flujo que circula por cada elemento. Adicional a esto, se hace necesario conocer el valor de cada flujo, por lo que se emplea la siguiente ecuación:

$$Q_i = Q_T \cdot X_i \quad (3.14)$$

### 3.3 EVALUACIÓN DEL COMPORTAMIENTO TÉRMICO DEL SISTEMA DE CALENTAMIENTO

Inicialmente se evalúa el proceso de transferencia de calor en la chaqueta de los peletizadores, de forma de comparar el diseño de ambas unidades mediante balances de energía en los volúmenes de control apropiados.

La temperatura del fluido debe ser estimada mediante las correlaciones de transferencia de calor que se muestran en el capítulo II.

Una vez conocido todo lo anterior, se determina el calor transferido al negro de humo peletizado para ambas unidades, mediante la aplicación de la primera ley de la termodinámica en cada elemento.

El análisis de la data recolectada durante el diagnóstico del sistema permite establecer la mejor temperatura que debe alcanzar el agua de calentamiento a la salida

de la caldera. En base a este valor se realizan ajustes al *set point* del controlador de la caldera con la finalidad de verificar su correcto funcionamiento a las condiciones establecidas.

### **3.4 SELECCIÓN DE OPCIONES DE MEJORA DEL SISTEMA DE CALENTAMIENTO.**

En base al comportamiento hidráulico y térmico del sistema de calentamiento, y conociendo las mejores condiciones de operación, se establece la desviación entre éstos para así proceder a diseñar acciones correctivas, mediante la herramienta tormenta de ideas, consultando a expertos en la materia.

Empleando como herramienta una matriz de selección se procede a seleccionar la opción más apropiada y proponerla como solución del problema. Los criterios de selección considerados son: influencia sobre el sistema, aplicabilidad de la propuesta, mantenimiento y vida útil. El factor más importante es la influencia sobre el sistema, al cual se le otorga el 40 % de la puntuación total, distribuyéndose el 60 % restante equitativamente entre los otros 3 factores.

De requerirse la adquisición de equipos nuevos, se obtiene información de diversos fabricantes y por medio de consulta con expertos, de forma tal de seleccionar la opción más adecuada desde el punto de vista operativo.

### **3.5 DISEÑO DE UN LAZO DE CONTROL PARA EL SISTEMA DE CALENTAMIENTO**

Inicialmente se establecen los objetivos del lazo de control, con la finalidad de posteriormente seleccionar la variable controlada y la manipulada, mediante el análisis de los resultados obtenidos durante la evaluación del sistema.

Según los resultados obtenidos en la evaluación y el uso de datos técnicos de accesorios y equipos se determinan las restricciones del sistema de calentamiento. Seguidamente se procede a determinar las fuentes de perturbaciones en las variables del sistema en base a los resultados obtenidos durante la fase de diagnóstico.

Una vez analizados los resultados obtenidos se procede a realizar una investigación bibliográfica para determinar el método de control más apropiado para el sistema. Estos resultados indican que no es necesario aplicar un sistema de control, por

lo tanto se procede a mejorar el control de temperatura de la caldera, el cual se encuentra desactualizado y opera de forma errática.

Finalmente, en base a esto se determinan los elementos del lazo y sus características, presentándose un diagrama de instrumentación y tuberías con dichos componentes.

### **3.6 EVALUACIÓN ECONÓMICA DE LAS PROPUESTAS PLANTEADAS**

Inicialmente se realiza una solicitud de presupuestos del conjunto de equipos y accesorios requeridos por las propuestas a diferentes empresas encargadas del suministro de equipos industriales por vía telefónica, fax o correo electrónico.

La inversión inicial viene dada por el capital fijo, el cual se encuentra formado por activos fijos tangibles e intangibles, tales como: adquisición o construcción de equipos, transporte, costo de arranques y pruebas, instalaciones eléctricas e imprevistos.

Las consultas en revistas tales como "*Chemical Engineering*", permiten conocer la información correspondiente a la tasa pasiva anual, valor residual, tasa de interés, tasa de retorno, entre otras.

Para determinar la factibilidad económica de las propuestas se utilizan los principales indicadores de rentabilidad, tales como: valor actual neto, equivalente anual y tasa interna de retorno. Para definir el valor actual neto se calcula como una función de los valores de flujo de caja y el valor de tasa mínima de rendimiento, suministrados por la empresa. El equivalente anual se calcula por medio de las cuotas o el equivalente para cada año del monto total del valor actual, como una función de la misma tasa de rendimiento anterior. La tasa interna de retorno se obtiene al igualar la ecuación del valor actual a cero y la posterior determinación del valor de la tasa.

## **CAPÍTULO IV: DESCRIPCIÓN DEL PROCESO**

*A continuación se presenta la descripción detallada del proceso de producción de negro de humo. Adicionalmente se describe el sistema de calentamiento del área de peletización de la planta.*

### **4.1 DESCRIPCIÓN DEL PROCESO**

El negro de humo es un tipo de carbón industrial, producto de la descomposición térmica de hidrocarburos. Todas las formas de carbón industrial con excepción del diamante y el grafito, pueden ser clasificados como tipos de carbón amorfo, caracterizados por poseer una estructura granítica imperfecta o degenerada.

Una de las mayores aplicaciones del negro de humo es como agente reforzante para aumentar la resistencia al desgaste de las gomas o cauchos naturales y sintéticos. El grado de refuerzo que proporciona depende del tamaño final de sus partículas, cuanto más pequeñas sean éstas, mayor refuerzo producen. Mediante diferentes condiciones de operación se pueden producir negros de humo de partículas de diferente tamaño.

Los grados de negro de humo de tamaño de partícula menor son los que dan mayor resistencia al caucho y son utilizados para las bandas de rodamiento. Éstos son denominados negros reforzantes o de rodamiento.

Los grados de partículas más grandes dan sólo refuerzo moderado al caucho, pero prolongada flexibilidad y alta disipación de calor. Esto es importante para las paredes laterales o carcasas de los cauchos y se denominan negros semireforzantes o de carcasa.

Además del uso como reforzante el negro de humo también se emplea como pigmento para dar color a tintes, caucho, pinturas y plásticos, entre otras aplicaciones.

En la planta de Negroven, S.A. se producen principalmente diez grados de negro de humo, los cuales según la codificación ASTM se identifican de la siguiente manera:

- Semireforzantes: N-550, N-660 y N-539.
- Reforzantes: N-220, N-234, N-326, N-330, N-339, N-347 y N-375

Los diez grados son fabricados en dos unidades: en la unidad I se fabrican todos los grados semireforzantes mencionados, así como N-330, mientras que en la unidad II se producen todos los grados reforzantes.

En la codificación ASTM, el número indica cuan reforzante es el grado de negro de humo, mientras menor sea éste mayor será su carácter reforzante.

El proceso consta de cinco fases principales de operación: almacenaje y manejo de materia prima, reacción, proceso, transporte final, y almacenaje y manejo del producto terminado, las cuales se muestran en la Figura 1.1. Un esquema más detallado del proceso se presenta en la Figura 4.1.

#### **4.1.1 Almacenaje y Manejo de Materia Prima:**

Esta fase se subdivide en tres etapas:

- **Recepción:** se realiza en la estación de descarga de camiones cisterna. El aceite aromático es transferido a los tanques receptores (tres tanques de 25.000 bbl cada uno) a través de un sistema de bombeo conformado por un par de bombas de desplazamiento positivo y un sistema de tuberías.
- **Almacenaje / homogeneización / distribución:** los tanques receptores tienen como función adicional homogeneizar el aceite. Esta operación se realiza mediante un sistema de recirculación constituido por una bomba centrífuga, boquilla de recirculación y sistema de tuberías.

A fin de realizar una mejor contabilidad del consumo de aceite aromático se dispone de dos tanques diarios por unidad (5.000 y 10.000 bbl para la unidad I y II respectivamente), los cuales poseen un agitador mecánico. El aceite aromático se transfiere desde los tanques receptores a estos según sea el requerimiento. Esta operación es realizada utilizando las bombas de la estación de recepción y un sistema de tuberías.

- **Entrega a planta:** el aceite de los tanques diarios es suministrado a cada una de las unidades a través de un sistema de bombeo constituido por dos bombas para cada unidad y sistemas de tuberías.

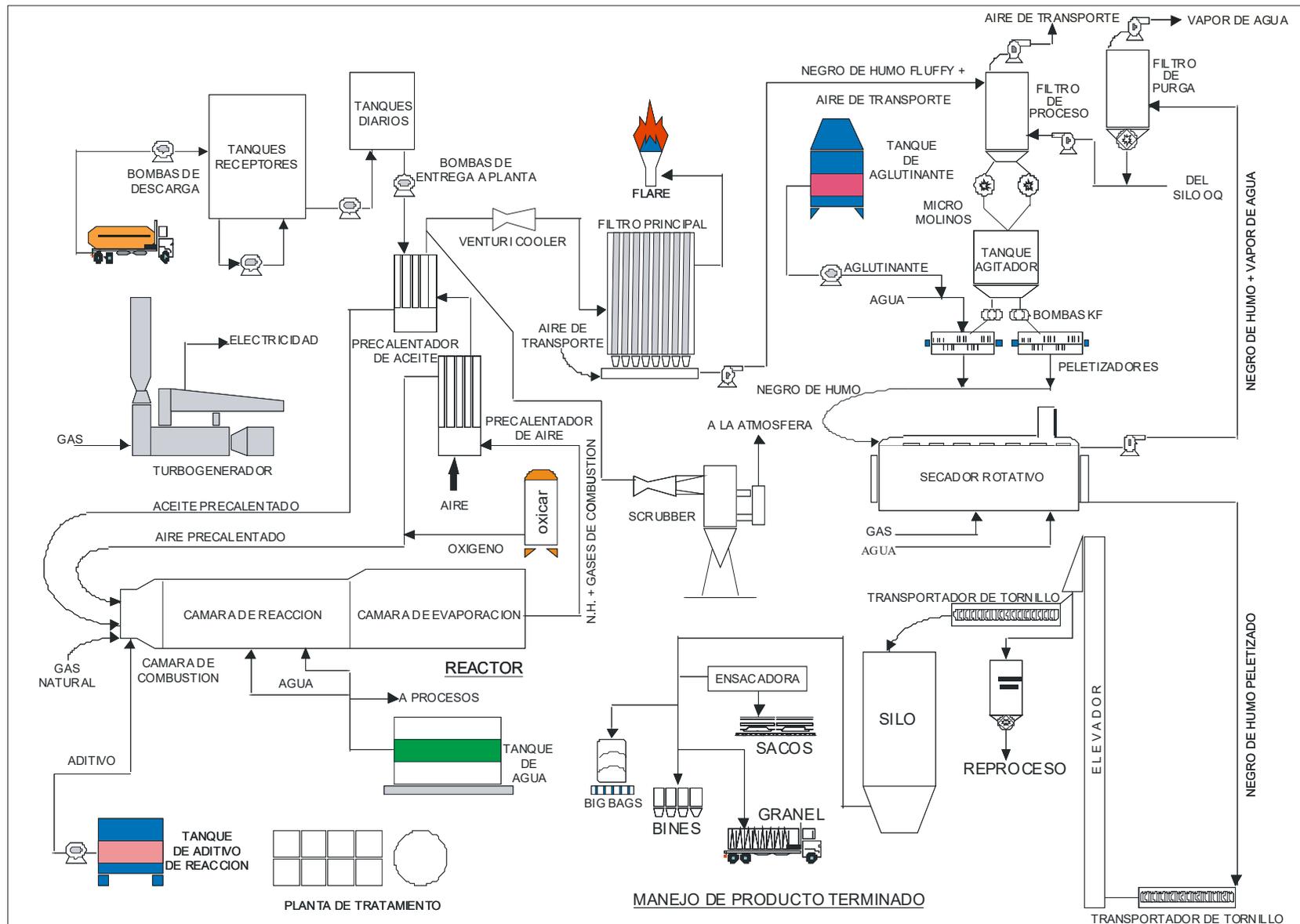


Figura 4.1 Esquema del proceso de elaboración de negro de humo (Negroven, S.A.)

#### 4.1.2 Reacción:

En esta fase se lleva a cabo la descomposición térmica del aceite aromático. Esta reacción es de tipo endotérmica, siendo la energía necesaria suministrada por:

- Combustión de gas natural con exceso de aire
- Energía contenida en el aire y el aceite (previamente calentados)
- Combustión parcial del aceite aromático

Los equipos utilizados para llevar a cabo la transformación del aceite en negro de humo son:

- Reactor que se divide en tres cámaras: combustión, reacción y evaporación
- Precalentadores de aire y aceite aromático

En la cámara de combustión se lleva a cabo la combustión del gas natural con exceso de aire; en la cámara de reacción el aceite aromático entra en contacto con los gases provenientes de los gases de combustión y con un aditivo empleado para controlar una propiedad del producto. En ambos casos se controla presión, temperatura y flujo.

La reacción es controlada mediante el enfriamiento con agua en un punto específico de la cámara de reacción (puntos de *quench*), el cual depende del grado de negro de humo producido.

Para garantizar la completa evaporación del agua antes mencionada, la mezcla de gases y negro de humo pasa a la cámara de evaporación, en la cual se obtiene el tiempo de residencia para tal fin.

Los productos de la reacción son gases de combustión y negro de humo *fluffy*, el cual consiste en partículas muy finas de negro de humo.

Para la producción de algunos grados, se utiliza oxígeno puro en cierta proporción para enriquecer el aire de combustión, siendo esto posible en ambas unidades.

El aire y el aceite aromático se precalientan aprovechando la energía de los gases de combustión.

#### 4.1.3 Proceso

La mezcla de gases de combustión y negro de humo proveniente de la fase

anterior pasa por una serie de operaciones en las cuales se separan los gases de combustión del negro de humo y se realizan los ajustes finales necesarios en el producto.

- Filtrado y separación:

En esta fase se realizan 3 operaciones de filtrado y separación, empleando en todos los casos filtros de mangas:

- Separación primaria (filtro principal): Esta operación requiere el enfriamiento de los productos de salida de la fase anterior, el cual es realizado utilizando agua en un equipo denominado Venturi Cooler, con el objetivo de salvaguardar la vida de los elementos filtrantes. Luego se realiza la separación primaria que tiene como finalidad separar los gases de combustión del negro de humo *fluffy*.
- Separación secundaria (filtro de procesos): El resto de los equipos de la fase de proceso (con excepción del filtro de purga) están ubicados en serie, de manera tal que no se requieren equipos de transporte adicional entre ellos. Por esta disposición y el gran tamaño de algunos de los equipos de esta fase, el filtro principal está ubicado en un nivel inferior que el resto. El negro de humo es transportado utilizando aire ambiente. La segunda operación de filtrado/separación es realizada con el objetivo de separar el aire de transporte del negro de humo *fluffy*.
- Separación terciaria (filtro de purga): Debido a su ubicación en el proceso, se explicará en la etapa de secado.

- Molienda:

En la fase de reacción pueden formarse partículas de coque o desprenderse fragmentos de material refractario, por esta razón el negro de humo proveniente del filtro de procesos es molido, utilizando para tal fin equipos especiales denominados micromolinos.

- Agitación/densificación:

El negro de humo proveniente de los micromolinos pasa a través de un tanque agitador el cual logra compactarlo ligeramente por su desaireación, obteniéndose un incremento en su densidad, lo cual facilita su dosificación a la etapa siguiente.

- **Peletización:**

El negro de humo proveniente del tanque agitador se caracteriza por ser un polvo de partículas extremadamente pequeñas que dificultan su manejo.

El equipo en el cual se aglutinan las partículas para formar otras de mayor tamaño se denomina peletizador. Este equipo consta de un cuerpo cilíndrico horizontal y un eje coaxial con pines a lo largo de éste, el cual gira a determinada velocidad dependiendo del grado a producir.

El negro de humo ligeramente compactado es dosificado al peletizador a través de una bomba de desplazamiento volumétrico constante (KF), entrando en contacto con una mezcla de agua y/o aglutinante según el grado a producir. Las partículas se aglutinan en pequeñas esferas o *pellets*, facilitándose el manejo posterior del producto.

- **Secado:**

Una vez peletizado, el negro de humo presenta un alto contenido de humedad, la cual es removida secándolo por calentamiento mediante la combustión de gas natural.

El equipo utilizado para esta operación es un secador constituido por dos cuerpos concéntricos, uno interno (rotativo) por el cual pasa el negro de humo húmedo y uno externo que actúa como aislante. El gas natural es quemado en el espacio comprendido entre ambos cuerpos, calentando de esta forma las paredes del cilindro interno.

De esta etapa se produce negro de humo seco, vapor de agua y gases de combustión. El vapor de agua es extraído de la operación de secado arrastrando partículas pequeñas de negro de humo, por lo que es sometido a la separación terciaria (filtro de purga) a fin de separar el negro de humo del vapor de agua. El primero es retornado al filtro de procesos y el vapor de agua es descargado a la atmósfera al igual que los gases de combustión.

#### **4.1.4 Transporte Final:**

El negro de humo seco y dentro de los parámetros de calidad es transportado a los tanques o silos de almacenaje, utilizando para tal fin equipos de movilización horizontal y vertical dispuestos de forma tal que salven los desniveles y distancias

existentes entre el secador y los silos de almacenaje. Estos equipos están colocados de la siguiente manera:

- Desplazamiento horizontal: el negro de humo es transportado a un punto cercano a los elevadores utilizando un transportador tipo tornillo sin fin.
- Desplazamiento vertical: el negro de humo es elevado empleando un elevador de cangilones.
- Desplazamiento horizontal (distribución a los diferentes silos): el negro de humo es transportado a los diferentes silos según las necesidades o requerimientos establecidos por las operaciones de ensacado utilizando transportadores tipo tornillo sin fin.

Es importante destacar que cuando el producto no cumple con los parámetros de calidad, el mismo es transportado a un tanque cilíndrico vertical especial para tal fin (silo de OQ o reproceso) y retornado al filtro de proceso, para ser reprocesado de forma controlada a fin de no alterar las características del producto proveniente de la fase de reacción.

#### **4.1.5 Almacenaje y Manejo de Producto Terminado.**

El negro de humo proveniente de la fase de transporte final es almacenado en tanques cilíndricos verticales o silos, algunos de los cuales están divididos en varios compartimientos. Esto permite almacenar en un mismo silo varios tipos de negro de humo, optimizándose la capacidad de almacenaje disponible.

## **4.2 DESCRIPCIÓN DEL SISTEMA DE CALENTAMIENTO DE LOS PELETIZADORES**

El sistema de calentamiento está conformado por dos bombas centrífugas que operan en paralelo, una caldera, un tanque de reposición y un conjunto de tuberías y accesorios fabricados todos en acero al carbono, tal como se muestra en la Figura 4.2. El fluido de trabajo es agua desmineralizada.

A la descarga de cada una de las bombas se encuentra una expansión de 2 " a 3 ", seguida de una válvula check y por último una válvula de compuerta. La líneas de descarga se unen en una tubería de 3 " (línea 1), la cual asciende aproximadamente 13 m y se alimenta a la caldera.

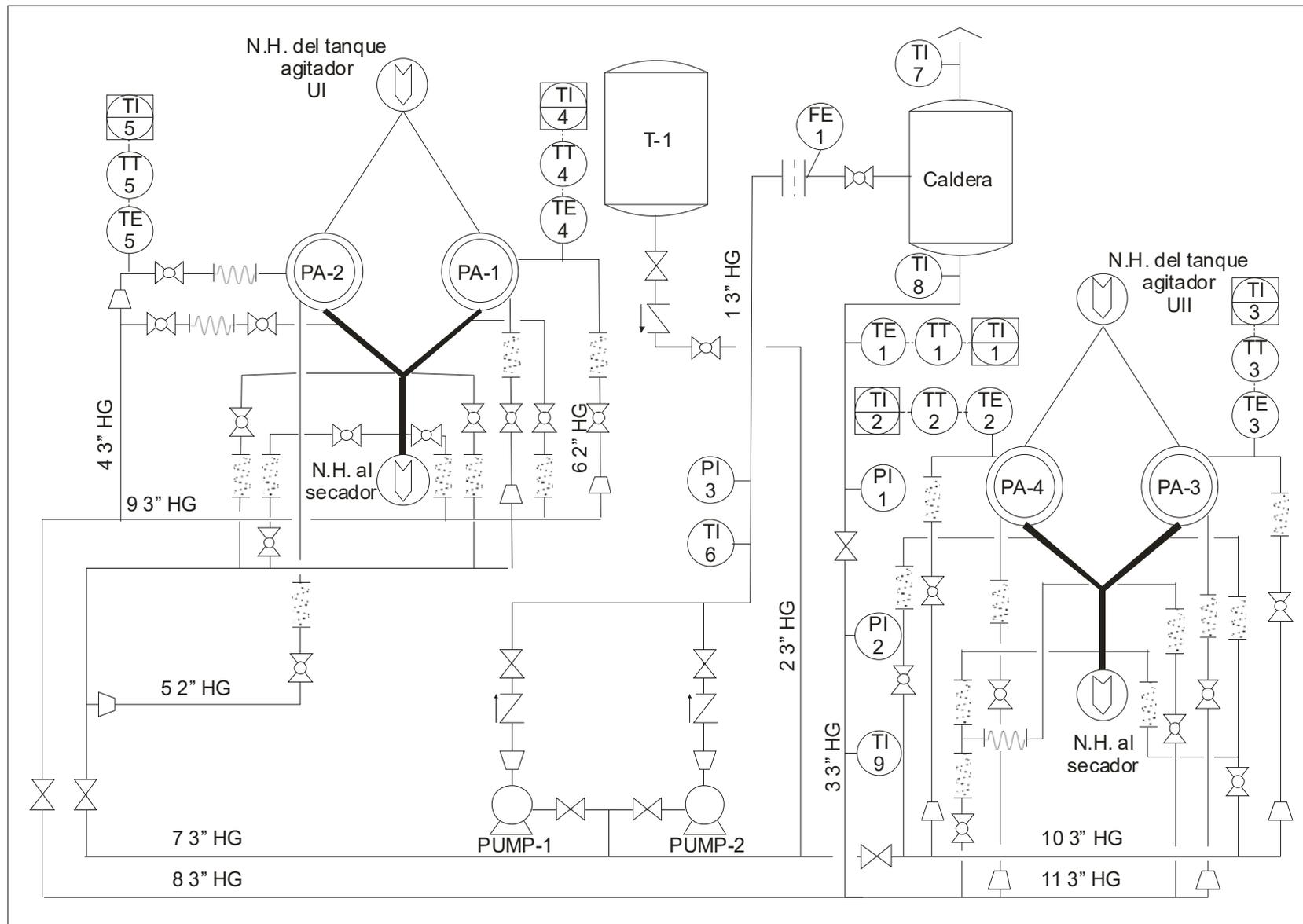


Figura 4.2 Diagrama de instrumentación y tuberías del sistema de calentamiento del área de peletización

La caldera instalada es marca Continental, de 50 hp de potencia, capacidad máxima de 172,5 lb/h de vapor y presión de operación máxima de 150 psig. Su diseño es de tipo pirotubular, y utiliza gas natural como combustible. Su función es elevar la temperatura de la corriente de agua desmineralizada hasta aproximadamente 216 °F, lo cual se logra mediante un lazo de control de temperatura. El equipo se muestra en la Figura 4.3.



**Figura 4.3 Calentador de agua del sistema de calentamiento del área de peletización**

Luego de ser calentada, la corriente de agua desciende mediante la línea 3, igualmente de 3" de diámetro nominal, hasta la misma altura a la que se encuentran las bombas, donde se divide en dos corrientes principales, la alimentación a la unidad I (línea 8) y a la unidad II (línea 11).

La unidad I se encuentra a una distancia total de aproximadamente 24 m desde la bifurcación de las corrientes, mientras que la unidad II se encuentra a escasos 2,5 m.

Las chaquetas de los bajantes de ambas unidades están diseñadas de forma tal que el agua y el negro de humo fluyan en sentidos opuestos.

En ambas unidades, a la salida del bajante, se encuentra una tubería que entra al secador, la cual se encuentra enchaquetada. Esta tubería está unida al bajante mediante una brida. La chaqueta es alimentada con agua de calentamiento.

Al llegar a la unidad I, la línea 9 se ramifica en dos: una tubería de 2 " (línea 5), con la cual se alimenta el agua de calentamiento a la chaqueta del PA-2, y una tubería de 3 " (línea 9). Esta última posee tres ramificaciones de  $\frac{3}{4}$  ", lo que permite alimentar dos a la chaqueta de calentamiento del bajante y una a la chaqueta de la tubería que entra al secador, antes de ser alimentada a la chaqueta del PA-1.

La salida del agua de calentamiento de las chaquetas de PA-1 (línea 6) y PA-2, son de 2 " de diámetro nominal, y poseen instaladas una termocupla (TE-4 y TE-5). Las termocuplas se encuentran conectadas a transmisores de temperatura, para así reflejar las lecturas en la sala de control.

A la línea 6 se le unen la salida de la chaqueta de la tubería que entra al secador y una de las salidas del bajante, las cuales son tuberías de  $\frac{3}{4}$  ". La otra salida de la chaqueta del bajante, se une a la salida del PA-2, dando origen a la línea 4, de 3 " de diámetro nominal. Seguidamente se unen la línea 4 y la línea 6 para formar la línea 7, la cual es el retorno de la unidad I al sistema de bombeo.

La alimentación de agua de calentamiento a la unidad II la realiza la línea 11, con un diámetro nominal de 3 ". Inicialmente se deriva una tubería de  $\frac{3}{4}$  ", con la cual alimentan la chaqueta del bajante y la tubería que entra al secador. Seguidamente se bifurca nuevamente para alimentar la chaqueta de PA-4. Una tercera ramificación da origen a una tubería de  $\frac{3}{4}$  ", la cual constituye la segunda alimentación a la chaqueta del bajante. Por último, pasa a ser alimentada a la chaqueta del PA-3.

La salida del agua de calentamiento de las chaquetas de PA-3 y PA-4, son de diámetro nominal de 2 ", y poseen instaladas TE-3 y TE-2. La salida de PA-3 da origen a la línea de retorno al sistema de bombeo (línea 10). Las termocuplas se encuentran conectadas a un transmisor de temperatura, para así reflejar las lecturas en la sala de control.

A la línea 10 se le une una de las salidas de la chaqueta del bajante y luego la unión de la otra salida de la chaqueta del bajante y la salida de la tubería que entra al secador, completando el retorno de la unidad II.

Las dos líneas de retorno (línea 7 y línea 10), se unen para pasar al sistema de bombeo, donde se divide nuevamente en los dos tramos previamente mencionados. De esta forma se completa el circuito cerrado de bombeo.

En las chaquetas de los peletizadores de la unidad I, el agua de calentamiento es alimentada por el frente del equipo, fluye hasta la parte posterior, y luego regresa hasta la salida, la cual se encuentra muy cercana a la alimentación. Esto se logra mediante un deflector longitudinal. Inicialmente el agua fluye en sentido opuesto al negro de humo, y luego en paralelo.

En las chaquetas de los peletizadores de la unidad II (Figura 4.4), el agua de calentamiento es alimentada por la parte frontal del equipo y es obligada a fluir de forma helicoidal hasta la salida, en la parte posterior del equipo, mediante deflectores. En este caso el negro de humo fluye en paralelo con el agua de calentamiento.



**Figura 4.4 Detalle de la chaqueta de los peletizadores de la unidad II**

El bajante hacia el secador de la unidad I tiene una longitud total de aproximadamente 3 m. La chaqueta cubre completamente la Y formada por las tuberías de salida de los peletizadores. Se tienen un total de dos alimentaciones y dos retornos. Las alimentaciones se encuentran en la base del bajante y diametralmente opuestas. Las dos salidas se encuentran ligeramente por debajo de las salidas de los

peletizadores, una se encuentra del lado externo del la Y (PA-1) y la otra del lado interno (PA-2). Sólo se encuentra recubierto con aislante (lana mineral) un corto tramo a la salida de ambos peletizadores.

El bajante hacia el secador de la unidad II tiene una longitud aproximada de 1,7 m. La chaqueta cubre completamente la Y formada por las tuberías de salida de los peletizadores. Se tienen un total de dos alimentaciones y dos retornos. Las alimentaciones se encuentran en la base del bajante y diametralmente opuestas. Las dos salidas se encuentran en la parte superior externa de la Y. En este caso, todo el bajante se encuentra aislado con lana mineral.

En términos generales, el sistema distribuye agua de calentamiento a las chaquetas de los peletizadores y los bajantes con la finalidad de mantener la temperatura, de forma que los *pellets* húmedos no se adhieran y formen *cake*.

## **CAPÍTULO V. ANÁLISIS Y DISCUSIÓN DE RESULTADOS**

*A continuación se presentan los resultados obtenidos durante el diagnóstico y las evaluaciones hidráulica y térmica del sistema de calentamiento, así como el análisis relacionado a éstos.*

### **5.1 DIAGNÓSTICO DEL SISTEMA DE CALENTAMIENTO DE LOS PELETIZADORES**

Durante el seguimiento de tuberías en planta, se observó que las tuberías de alimentación y retorno de la unidad I se encuentran invertidas. Debido a esto, el agua de calentamiento fluye a través de las chaquetas de calentamiento en paralelo con el negro de humo peletizado, en lugar de en contracorriente, como fue diseñado.

Mediante consulta con operadores e ingenieros de procesos se elaboró el diagrama causa efecto de las posibles variables que afectan el sistema (Figura 5.1). Seguidamente se procedió a recolectar información para descartar aquellas variables cuya influencia no fuese apreciable.

El número de peletizadores en operación no es siempre el mismo. En la unidad II ambos operan de forma constante, mientras que en la unidad I opera sólo un peletizador durante la producción de N-330 y en ocasiones durante la producción de N-660. Esto genera una variación en la temperatura media de operación del agua de calentamiento, la cual puede observarse en la Figura 5.2. Claramente se aprecia para cada caso una distribución normal, lo cual refleja un comportamiento independiente de la temperatura del agua de calentamiento para cada condición de operación. Esto difiere de lo esperado, ya que al existir un control de temperatura que no se modifica al cambiar el número de peletizadores en funcionamiento, se espera una única curva de distribución normal.

Es importante señalar que el sistema no posee ningún tipo de control, más allá de los propios del calentador. Sin embargo, esto no justifica las fluctuaciones significativas (de hasta 15 °C) y aleatorias en la temperatura del agua de calentamiento, ya que este control debería mantener la temperatura a la salida del calentador en un valor cercano al *set point*.

El diseño de la chaqueta de los peletizadores de la unidad I es diferente del de la unidad II, siendo posible que esto afecte el calentamiento dentro del equipo,

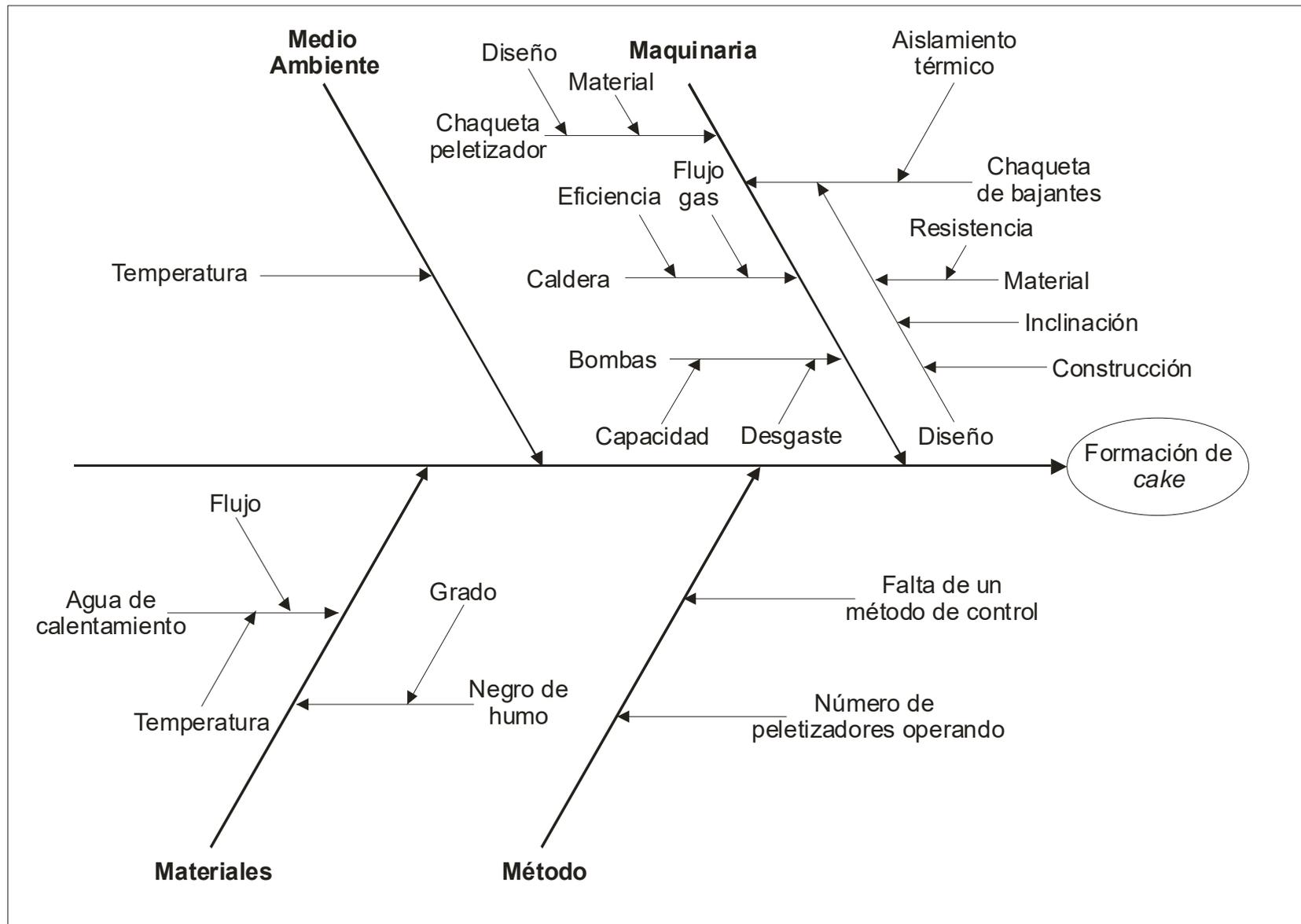
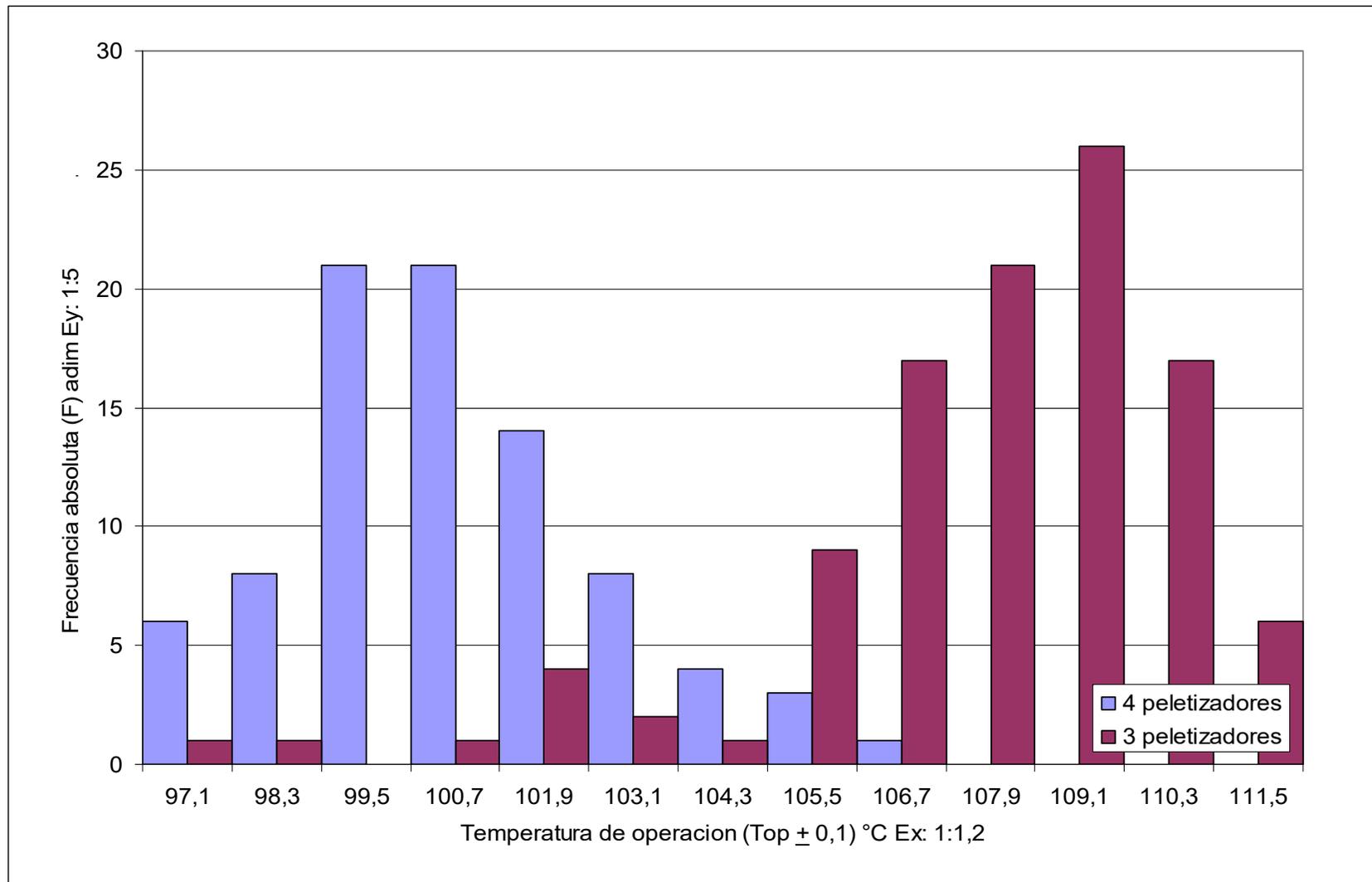


Figura 5.1 Diagrama causa-efecto de las posibles variables influyentes en la formación de *cake*



**Figura 5.2 Distribución de frecuencia de la temperatura de salida del agua de la caldera según el número de peletizadores en operación durante el período del 1° de marzo hasta el 30 de septiembre de 2006**

favoreciendo las condiciones para la formación de *cake*. La diferencia se basa en la distribución del flujo dentro de la chaqueta, ya que la unidad I posee sólo un deflector longitudinal, teniendo ubicadas la alimentación y la salida del agua en el mismo extremo del peletizador; mientras que la unidad II posee deflectores helicoidales que llevan el agua desde un extremo hasta el otro

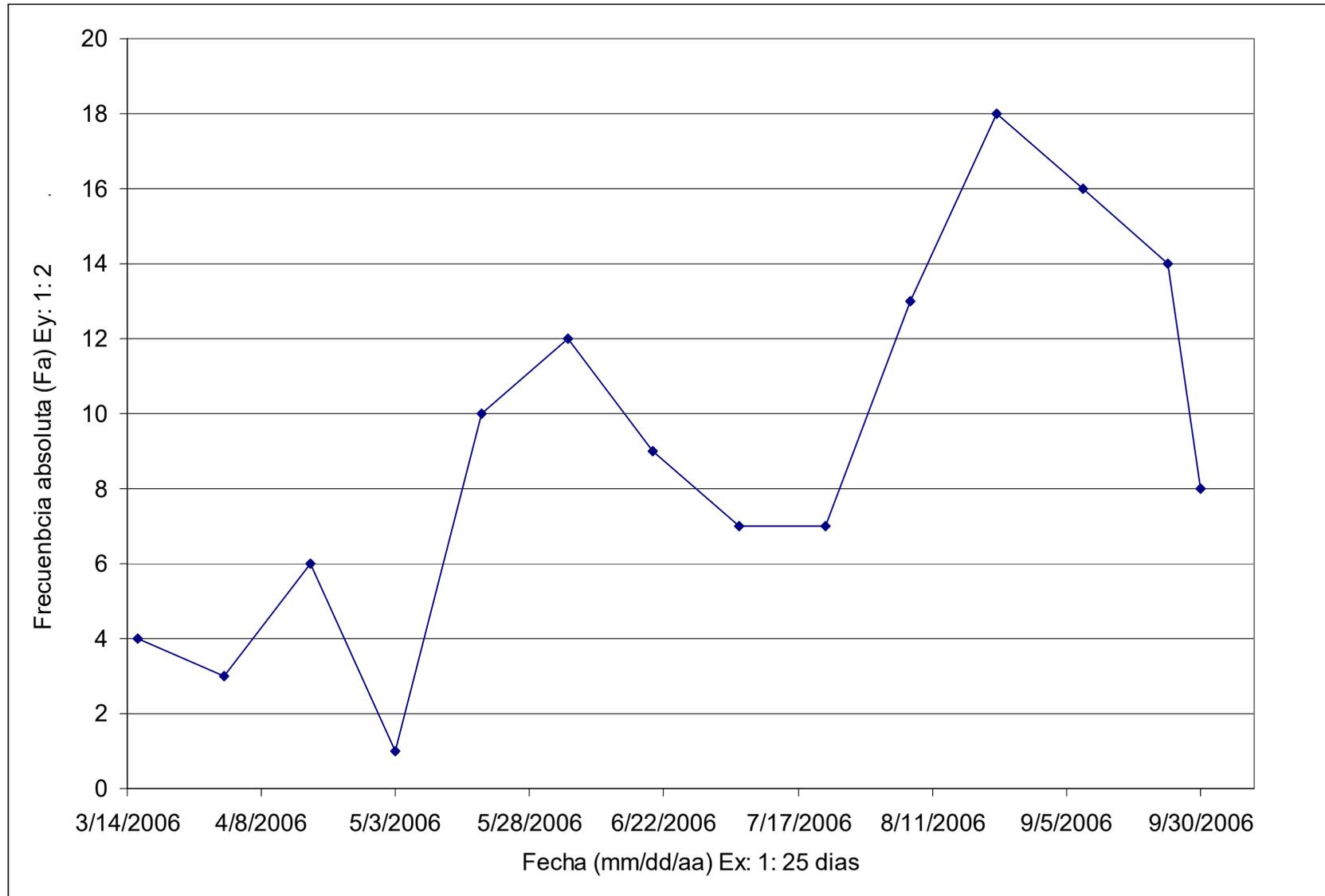
Los peletizadores de la unidad I son de alrededor del año 1989, mientras que PA-3 es del 2001 y de PA-4 del 1998. El material de fabricación de la carcasa interna del peletizador, a través de la cual se realiza la transferencia de calor del agua hacia el negro de humo, es Hastelloy G-30, sin embargo debido a una escasez temporal en el mercado, la carcasa de PA-3 está elaborada en acero inoxidable 316L. Esto influye sobre la transferencia de calor hacia el producto, por lo que varía su tendencia a adherirse.

La mano de obra no se muestra en el diagrama causa-efecto debido a que el sistema no se ve afectado por la intervención de los operadores. En cuanto a la medición, a pesar de que se mide la temperatura del agua en diversos puntos del sistema, estos valores son solo un registro y no son considerados para modificar las condiciones de operación del sistema.

La frecuencia de fallas previas al cambio en el diseño de los bajantes al secador de la unidad I, es menor que la observada en los meses siguientes a dicho cambio, tal como se observa en la Figura 5.3. La frecuencia de limpieza en el mes de marzo es menor que la de cualquier fecha siguiente al cambio, realizado en el mes de abril.

Es importante mencionar que las chaquetas de los bajantes presentaron defectos de fabricación debido a la calidad del metal empleado, el cual resulta difícil de soldar y presenta baja resistencia al medio. Esta situación originó fugas de negro de humo y agua de calentamiento, hacia el interior y exterior de la chaqueta, que debieron ser corregidas.

La ubicación del bajante de la unidad I es tal que dificultó los trabajos de instalación. Por lo tanto, es de esperar que existan diferencias entre el trabajo final y el proyecto en planos. Sin embargo, esta misma falta de espacio obliga a que los ángulos de inclinación del bajante sean similares a los del bajante original.



**Figura 5.3 Frecuencia de limpieza de los peletizadores en el período del 16 de marzo al 28 de septiembre de 2006**

A finales de febrero de 2007 debió corregirse una fuga interna de agua de calentamiento en la chaqueta del bajante de la unidad I. Luego de esta reparación, la frecuencia de formación de *cake* en dicha unidad se redujo notablemente, como puede observarse en la Tabla 5.1.

TABLA 5.1  
Comparación del número de fallas luego del cambio de bajantes y  
la corrección de la fuga interna

Periodo	Fallas (adim)			
	Unidad I		Unidad II	
	PA-1	PA-2	PA-3	PA-4
27/06/2006 – 30/09/2006	38	31	14	22
01/03/2007 – 04/06/2007	29	16	9	26

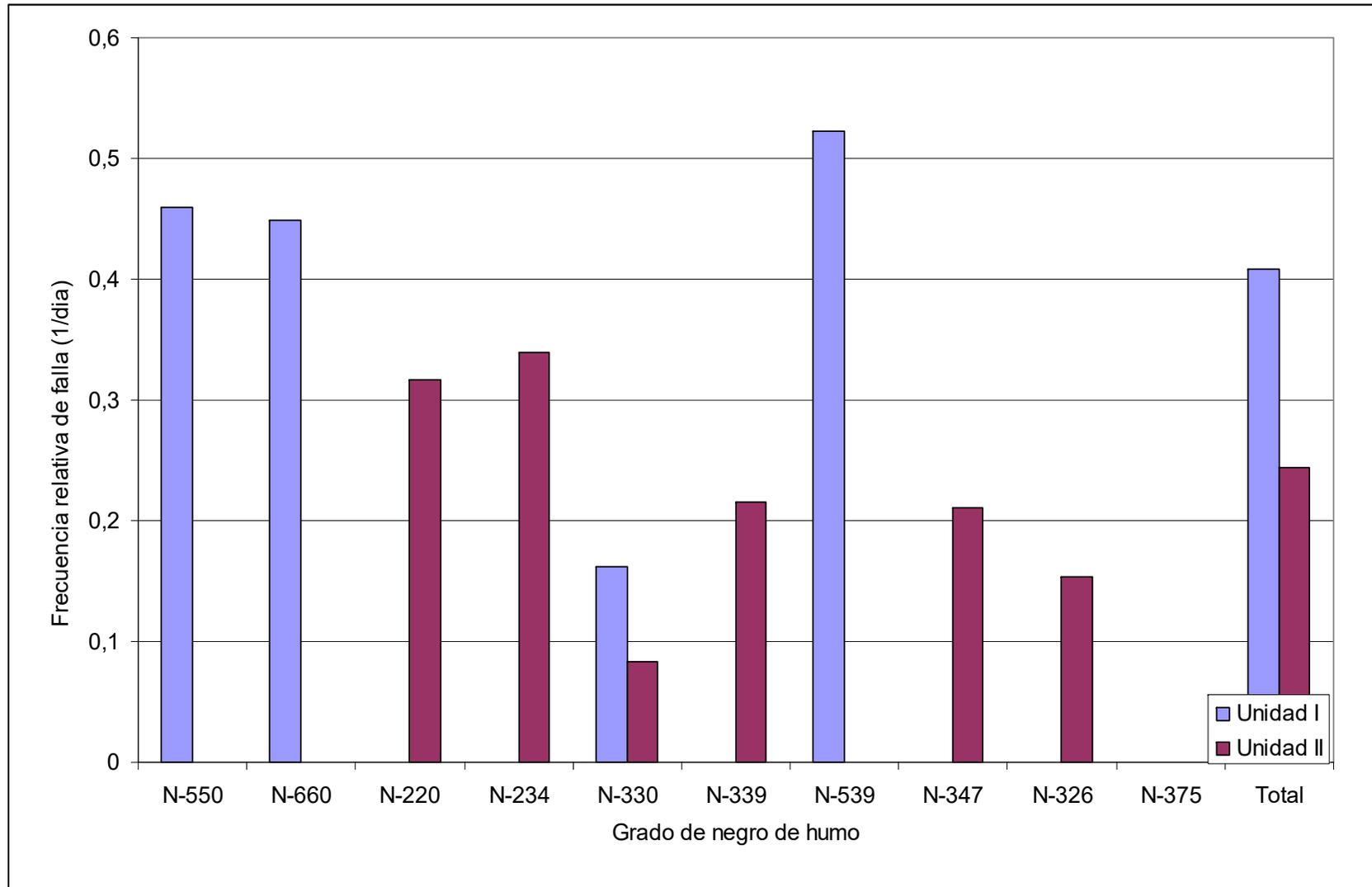
La Figura 5.4 muestra la frecuencia de fallas relativas desde el 1° de marzo de 2006 al 30 de septiembre 2006, mientras que la Figura 5.5 en un período que va desde el 1° de marzo hasta el 4 de junio de 2007, ambas según el grado de negro de humo producido.

Analizando la frecuencia de fallas relativas se observa que la unidad I presenta una mayor frecuencia de fallas que la unidad II, sin tomar en cuenta el período en estudio. Esto se debe a las diferentes características y condiciones que presenta cada unidad, tales como su ubicación distanciada del sistema de calentamiento y bombeo, el material y diseño de los peletizadores, entre otras.

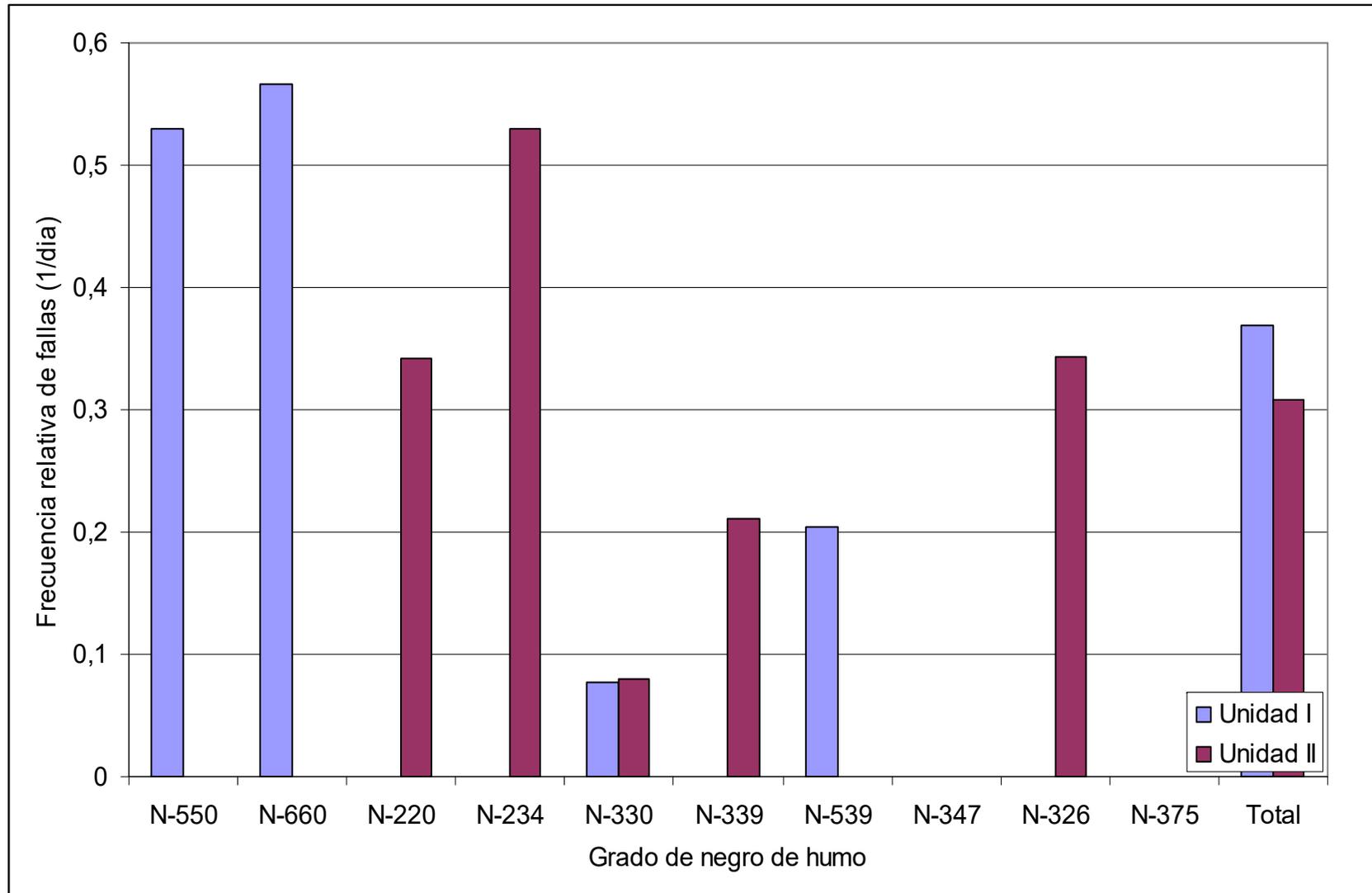
Debido a la frecuencia con que se hace necesario reparar el bajante de la unidad I, éste no posee aislamiento térmico, por lo que parte del calor que transfiere el agua es perdido al ambiente, pudiendo esto afectar el desempeño de la chaqueta.

Debe tomarse en cuenta que la frecuencia relativa de fallas depende del tiempo durante el cual se produzca cada grado, ya que a medida que la unidad opera mayor tiempo con un mismo producto la probabilidad de que éste forme *cake* aumenta.

Previo a la reparación de la fuga, para la unidad I, el grado que más se elabora es el N-660, seguido por el N-539, coincidiendo esto con los grados que presentan la



**Figura 5.4 Frecuencia relativa de fallas para cada grado de negro de humo durante el período del 1° de marzo hasta el 30 de septiembre de 2006**



**Figura 5.5 Frecuencia relativa de fallas para cada grado de negro de humo durante el período del 1° de marzo al 4 de junio 2007**

mayor frecuencia de fallas. Sin embargo, en la unidad II, el grado que produce mayor cantidad de fallas es el N-234, con poca diferencia con los otros grados.

No obstante, luego de la reparación de la fuga en la unidad I, se puede observar que la mayor frecuencia de fallas se presenta durante la elaboración de los grados N-660 y N-550. Mientras que en la unidad II, la mayor frecuencia se presenta durante la producción de N-234. Dichas frecuencias aumentaron con respecto al período previo a la reparación.

La caldera, la cual opera como calentador, posee un control por temperatura. Este equipo fue recientemente inspeccionado (octubre 2006), realizándosele mantenimiento, y arrojando buenos resultados de operación. Sin embargo, posee un controlador de temperatura obsoleto que puede interferir con su desempeño.

El control por temperatura del calentador consta de un controlador analógico de operación y dos switches de alarma por alta temperatura y alarma alta/alta. El primero se encarga de bajar y aumentar la llama para alcanzar el *set point* establecido, el segundo da alarma al incrementarse la temperatura por encima del valor permitido y el tercero apaga la llama una vez que la temperatura se incrementa por encima del valor fijado.

El sistema de bombeo está conformado por dos bombas, con aproximadamente 20 años en operación, con la finalidad de tener en funcionamiento una de ellas y la otra como respaldo. Sin embargo, desde hace 10 años se utilizan ambas bombas, debido a que el flujo que otorgaba una sola no cumplía con las necesidades del proceso.

Realizando un análisis superficial, puede apreciarse que la temperatura del medio ambiente no afecta la operación del sistema. Esto se determinó comparando las temperaturas medias del sistema durante el día y la noche, sea trabajando con 4 ó 3 peletizadores, ya que la diferencia de temperatura ambiente a dichas horas es generalmente apreciable. Se realizó de esta forma debido a que no se posee registro alguno de la temperatura ambiente. Los resultados se observan en la Tabla 5.2, y se aprecia que la temperatura ambiente no afecta la temperatura del agua de calentamiento.

La influencia de la temperatura en la frecuencia de limpieza de los peletizadores, puede apreciarse claramente en la unidad II durante la operación con tres

peletizadores, cuando la temperatura del agua es mayor, como puede observarse en la Tabla 5.3.

TABLA 5.2

Temperatura media del agua a la salida de la caldera desde marzo 2006 a marzo 2007

Hora	4 peletizadores operando (°C)	3 peletizadores operando (°C)
11:00a.m./1:00 p.m.	101,4	108,8
11:00p.m./1:00 a.m.	101,5	109,5

TABLA 5.3

Frecuencia de limpieza de los peletizadores según el número de éstos operando desde 1° de marzo al 4 de junio 2007

Peletizador	3 operando (Temperatura media= 108,8 °C)		4 operando (Temperatura media= 101,4 °C)	
	Total (adim)	Relativa (día <sup>-1</sup> )	Total (adim)	Relativa (día <sup>-1</sup> )
PA-1	1	0,091	28	0,292
PA-2	0	0	16	0,167
PA-3	0	0	9	0,094
PA-4	2	0,167	24	0,25
Total	3	0,25	77	0,802

La diferencia de temperatura en el agua de calentamiento al operar con tres o con cuatro equipos, ocasiona disminución en la frecuencia de fallas de ambas unidades. En el caso de la unidad I, estos resultados no son concluyentes, ya que el grado producido es N-330, el cual rara vez requiere de la limpieza de los peletizadores. En la unidad II puede apreciarse cómo el incremento de unos 7 °C disminuye las fallas de forma significativa.

A pesar de que la producción de N-330 por la unidad I se realiza durante un corto período y que el tiempo incrementa la probabilidad de formación de *cake*, la frecuencia

de limpieza difícilmente será capaz de alcanzar los valores obtenidos durante la operación con cuatro equipos.

El peletizador 4, el cual genera mayor cantidad de fallas en la unidad II, reduce su frecuencia relativa de limpieza poco menos del 50 % al operar con 3 peletizadores. Esto permite suponer que si la temperatura del agua de calentamiento al operar con 3 peletizadores se mantiene al operar con cuatro, la formación de *cake* se verá reducida en un porcentaje apreciable.

A pesar de la influencia del grado de negro de humo, al incrementarse la temperatura del agua del agua de calentamiento, las fallas se reducen para todos los casos en la unidad II, por lo tanto la influencia de las propiedades de cada grado no se consideran un factor influyente.

Este análisis permite afirmar que el número de peletizadores operando, el diseño y material de construcción de la chaqueta de los peletizadores, la temperatura del agua y el controlador de temperatura de la caldera, tienen un efecto notable sobre el comportamiento del sistema de calentamiento. Esto resume el diagrama causa efecto al mostrado en la Figura 5.6.

## **5.2 EVALUACIÓN DEL COMPORTAMIENTO HIDRÁULICO DEL SISTEMA DE CALENTAMIENTO**

Inicialmente resulta necesario conocer los coeficientes de pérdidas de energía en cada una de las chaquetas del sistema y en la caldera, así como la pérdida de presión permanente ocasionada por la placa orificio.

Para placas orificio con tomas de vena contracta, la pérdida de presión permanente es aproximadamente el 35 % de la diferencia de presión manométrica. La placa de orificio empleada presenta tomas a la brida, las cuales registran una caída de presión manométrica de aproximadamente el 80 % de una vena contracta (Mc Cabe, 1990), tal como se observa en la Figura 2.2. Sobre la base de estas relaciones se determina la caída de presión permanente para la placa de orificio empleada, siendo ésta del 43,75 % de la presión manométrica.

En la caldera, al igual que en todas las chaquetas, se determina el coeficiente de pérdidas equivalente una vez conocido el flujo, empleando la ecuación 3.3. Para esto se

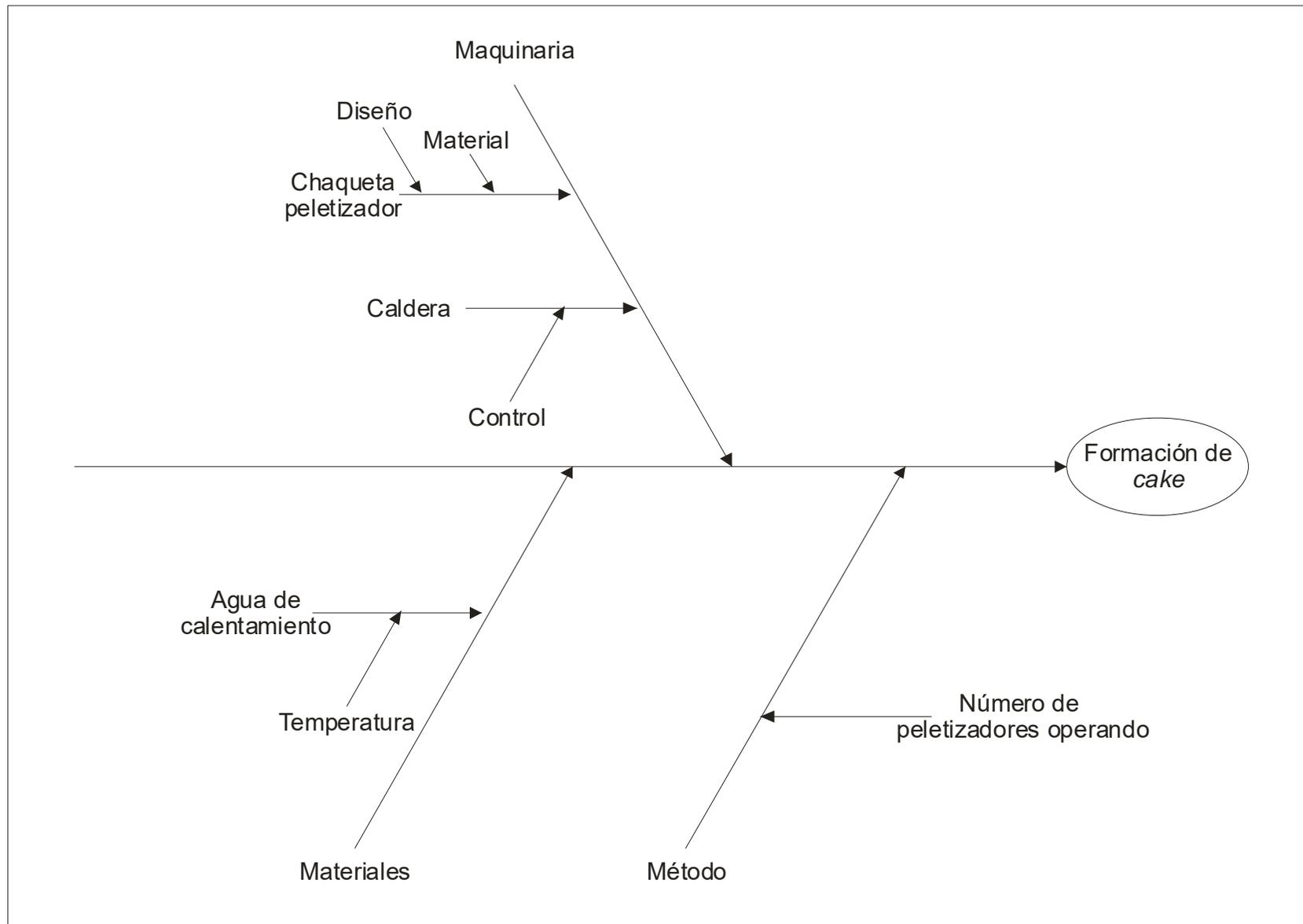


Figura 5.6 Diagrama causa-efecto de las variables influyentes en la formación *cake*

midió la presión en los manómetros ubicados antes y después del equipo, los cuales arrojaron valores de  $(50 \pm 1)$  psig y  $(24 \pm 1)$  psig.

Para trabajar con las chaquetas se hizo necesario desviar el flujo y mantener bloqueadas todas las trayectorias de flujo menos la chaqueta en estudio. Por razones de calidad del producto y estabilidad de proceso, cada medición pudo ser realizada sólo una vez, durante una parada corta de planta.

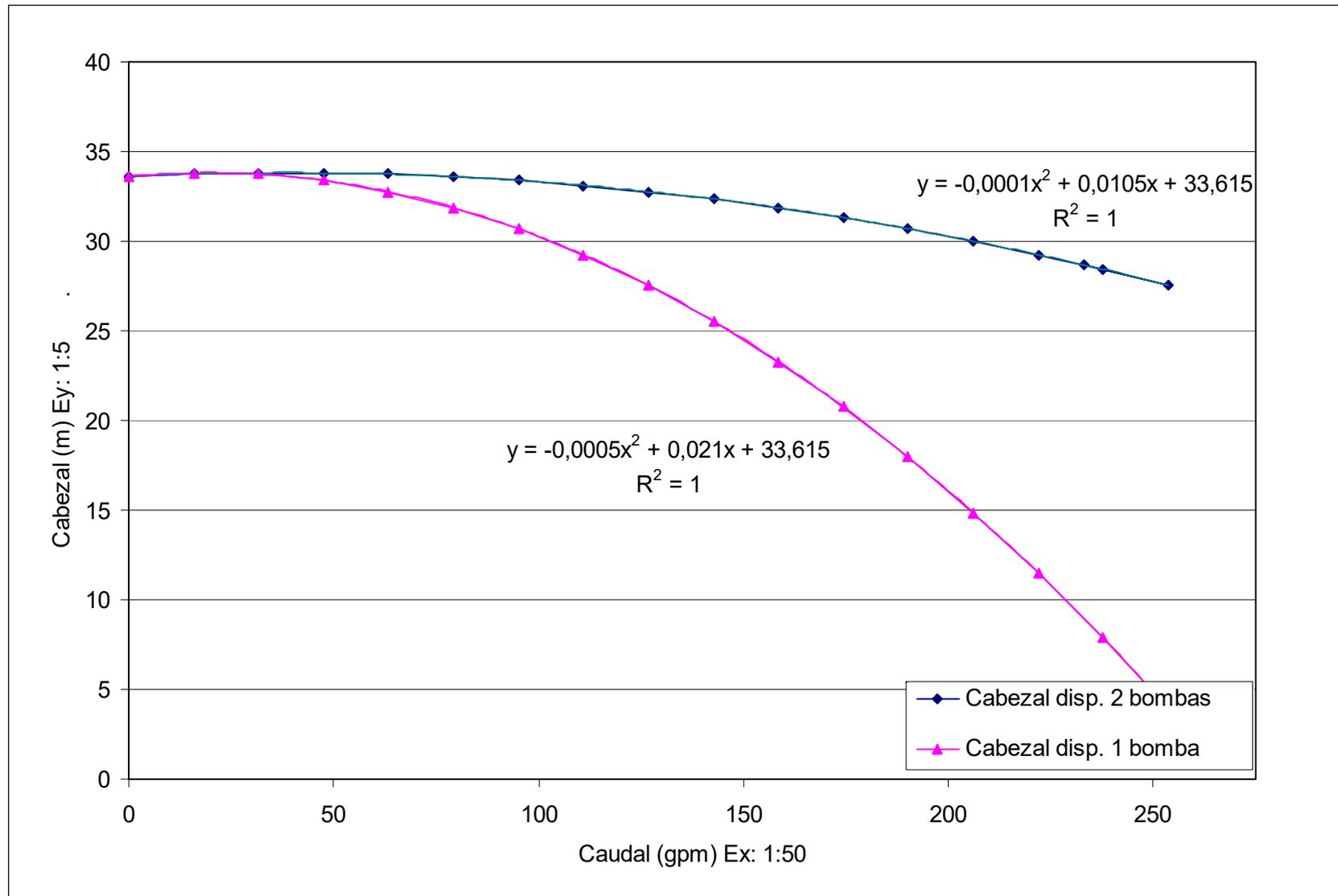
Para la determinación de los coeficientes de pérdidas se emplearon las curvas características de las bombas nuevas (Figura 5.7), por lo que se espera un grado de error, debido a su continuo uso y desgaste. Así mismo, se encuentra asociado el error debido al uso de rugosidad relativa, coeficientes de pérdidas de energía y longitudes equivalentes para tuberías y accesorios nuevos. Esto debido a la falta de instrumentos en campo para la determinación aproximada de un factor de envejecimiento.

La medición se realizó para dos caudales diferentes, lo cual se logró modificando el número de bombas en operación. Sin embargo, al observar la Figura 5.8 se aprecia una gran discrepancia entre los resultados. Esto se debe a la diferencia existente para los valores de los coeficientes de pérdidas de energía (ver Tabla 5.4) determinados para las chaquetas en cada caso. Estas desviaciones se adicionan a la hora de construir la curva de cabezal requerido del sistema generando un gran error en el resultado final.

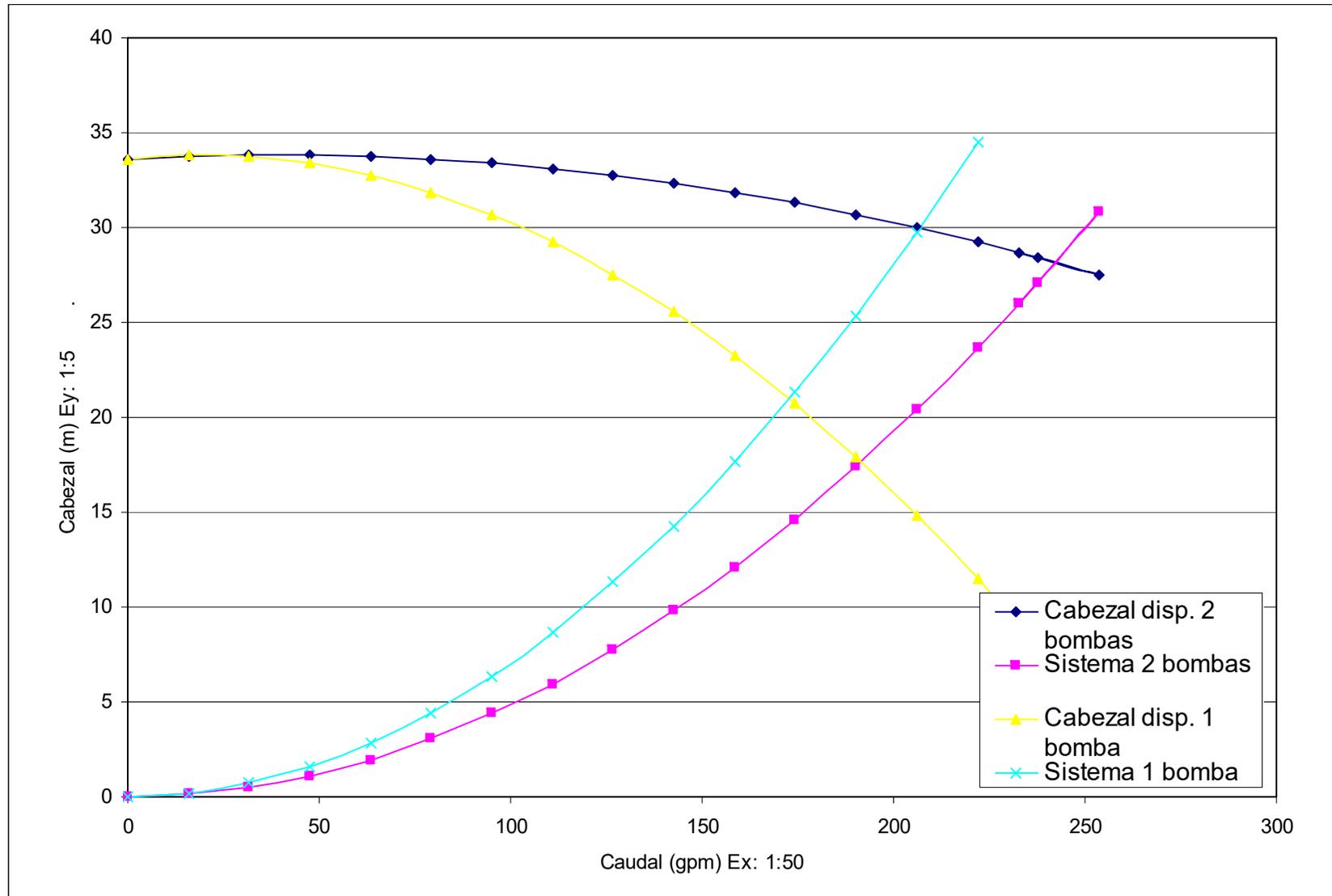
Durante la medición del caudal, la variabilidad de la diferencia de presión de la placa orificio era muy alta, afectando en mayor magnitud a los caudales bajos, ya que al calcular el flujo con dichos valores, desvían el resultado de forma significativa. Los coeficientes de pérdidas de energía determinados para las chaquetas se ven altamente influenciados por dichos errores de medición, obteniéndose valores muy altos al operar con una sola bomba.

Debido a que el sistema opera constantemente con ambas bombas encendidas, se toman los resultados obtenidos bajo esta condición, debido a las grandes desviaciones.

Las diferencias en el coeficiente determinado para los peletizadores de la misma unidad pueden deberse a desperfectos de construcción agravados con el tiempo de uso, o al desgaste de tuberías y elementos en los tramos de cada chaqueta.



**Figura 5.7 Cabezal disponible para la bomba individual y para el arreglo en paralelo (Reporte Negroven, S.A.)**



**Figura 5.8 Cabezal requerido determinado a partir de resultados para una y dos bombas operando**

Era de esperar que el coeficiente experimental determinado para los peletizadores de la unidad I fuese menor que para los de la unidad II, con base en su diseño. Sin embargo, PA-1 presentó mayores pérdidas que ambas chaquetas de la unidad II. Esto puede deberse a la sensibilidad del modelo matemático empleado, ya que un pequeño error en la medición afecta en gran medida los resultados. De igual forma, el tiempo de uso hace que se generen mayores pérdidas de energía en la chaqueta o desperfectos en el equipo con efectos desconocidos sobre el fluido.

TABLA 5.4

Coeficientes de pérdidas de energía para los elementos del sistema de calentamiento

Unidad	Elemento	Coeficientes de pérdidas para cada elemento $K_i \times 10^{-6} \text{ (m}^{-4}\text{)}$		
		Una bomba	Dos bombas	Sistema en paralelo
UI	Peletizador 1	-	12,48	14,15
	Peletizador 2	16,91	8,06	9,51
	Bajante	187,52	131,81	152,08
	Tubería	818,71	817,41	848,09
	Bajante completo	103,77	73,80	86,74
	Unidad	9,24	3,57	3,57
UII	Peletizador 3	18,90	8,58	10,83
	Peletizador 4		7,80	8,41
	Bajante completo	53,55	30,83	45,57
	Unidad	7,15	2,16	2,16

Debido a lo explicado previamente en el capítulo III, se calculó el coeficiente de pérdidas no sólo para cada elemento en estudio, sino para el tramo de tuberías que posee dicho elemento desde y hasta los puntos donde se considera que la rama se encuentra en paralelo con los demás elementos.

Los resultados obtenidos del análisis del comportamiento hidráulico del sistema demuestran que el volumen de agua que fluye hacia la unidad I es menor al de la unidad II (Tabla 5.5), lo cual se justifica puesto que posee mayor longitud de tuberías y cantidad de accesorios que la segunda. Esto ocasiona que, en términos generales, las chaquetas de la unidad II se vean favorecidas en magnitud de caudal.

Un aspecto importante es que el flujo hacia el bajante completo en ambas unidades es pequeño comparado con el de las chaquetas de los peletizadores (Tabla 5.5). El diseño indica que el espesor de la chaqueta de los bajantes debe ser de 2 pulgadas, sin embargo, en la unidad I, este espesor es de aproximadamente 1 pulgada. Dicha diferencia puede deberse a las dificultades técnicas que se presentaron durante su instalación. Dada la ubicación del bajante de la unidad II y al recubrimiento de aislante, no se pudo verificar su espesor.

**TABLA 5.5**  
Flujo total de agua que circula por cada elemento de cada unidad  
operando con dos bombas

Unidad	Elemento	Fracción del flujo (adim)	Caudal de operación (gpm)
UI	Peletizador 1	0,37682	38,4
	Peletizador 2	0,45959	46,8
	Bajante	0,11492	11,7
	Tubería	0,04867	5,0
	Unidad	0,43745	101,9
UII	Peletizador 3	0,38132	50,0
	Peletizador 4	0,43279	56,7
	Bajante completo	0,18589	24,4
	Unidad	0,56255	131,1

Las pérdidas ocasionadas por la tubería que entra al secador de la unidad I son extremadamente altas (34 m, en comparación con el peletizador que genera 33 m),

debido a su espesor y el hecho de que esta chaqueta no cuenta con ningún tipo de deflectores para dirigir el fluido.

Debido a la distribución de tuberías de la unidad II, no es posible determinar las pérdidas de energía ocasionadas por la chaqueta del bajante y de la tubería por separados, sin embargo la fracción de flujo que se dirige a ambas es ligeramente superior a la de la unidad I. Esto se debe a que las dimensiones del bajante de la unidad I son mayores que las de la unidad II, generando mayores pérdidas de energía, que se verifican con el coeficiente de pérdidas estimado para cada uno (Tabla 5.4).

Conocidos los coeficientes de pérdidas de energía para cada chaqueta, se puede representar gráficamente la variación de cabezal en función del caudal, tal como se observa en las Figuras 5.9 y 5.10.

En la Figura 5.9 puede apreciarse la fuerte pendiente que presenta el cabezal requerido para la chaqueta de la tubería que va del bajante al secador. Esto indica que debe realizarse un ajuste en el diseño de dicha chaqueta, con la finalidad de que presente una resistencia menor al flujo de fluido.

En cuanto a la comparación entre los bajantes completos de ambas unidades, puede observarse en las figuras que para la unidad II se tiene una menor pendiente que para la I. Esto se debe a la diferencia en las dimensiones de ambos.

Comparando las curvas de las chaquetas de los peletizadores, puede observarse que la pendiente es mayor para los de la unidad I, influyendo en que el flujo por la unidad I sea menor.

Finalmente, para el sistema completo, puede apreciarse que las bombas operan de forma deficiente, ya que operan casi al límite de su capacidad para un sistema que requiere un gran cabezal.

Una de las causas de la formación de *cake* puede deberse al bajo flujo de agua de calentamiento, ya que si se observa la Tabla 5.1, el mayor número de fallas se tiene en la unidad I, donde llega la menor fracción de agua de calentamiento.

Es importante mencionar que las chaquetas de los peletizadores están diseñadas para operar a una presión máxima de 15 psig. Actualmente la presión de operación es significativamente mayor, como puede observarse en la Tabla 5.6. Sin embargo, los equipos no presentan ninguna deformación visible originada por esto.

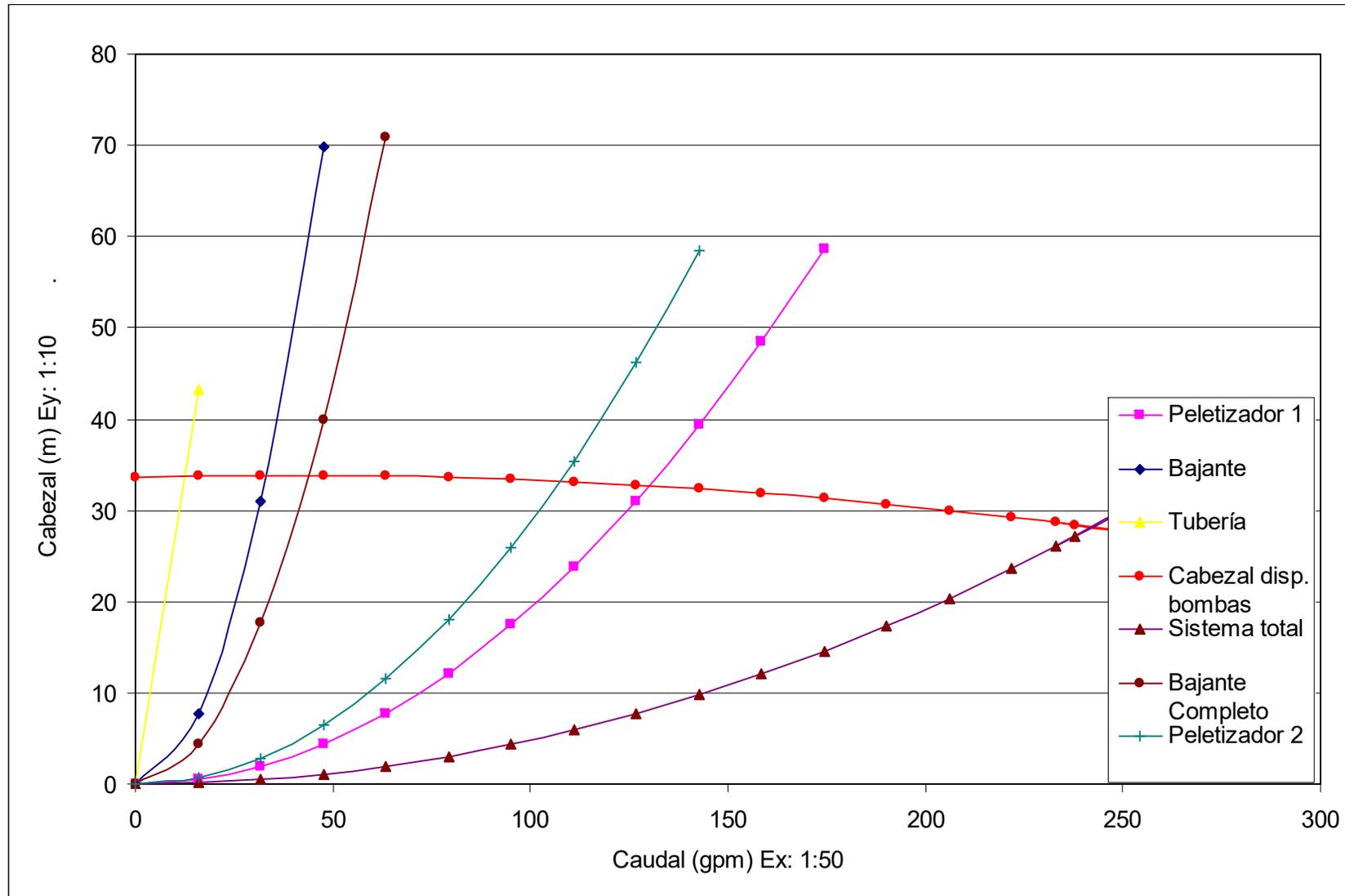
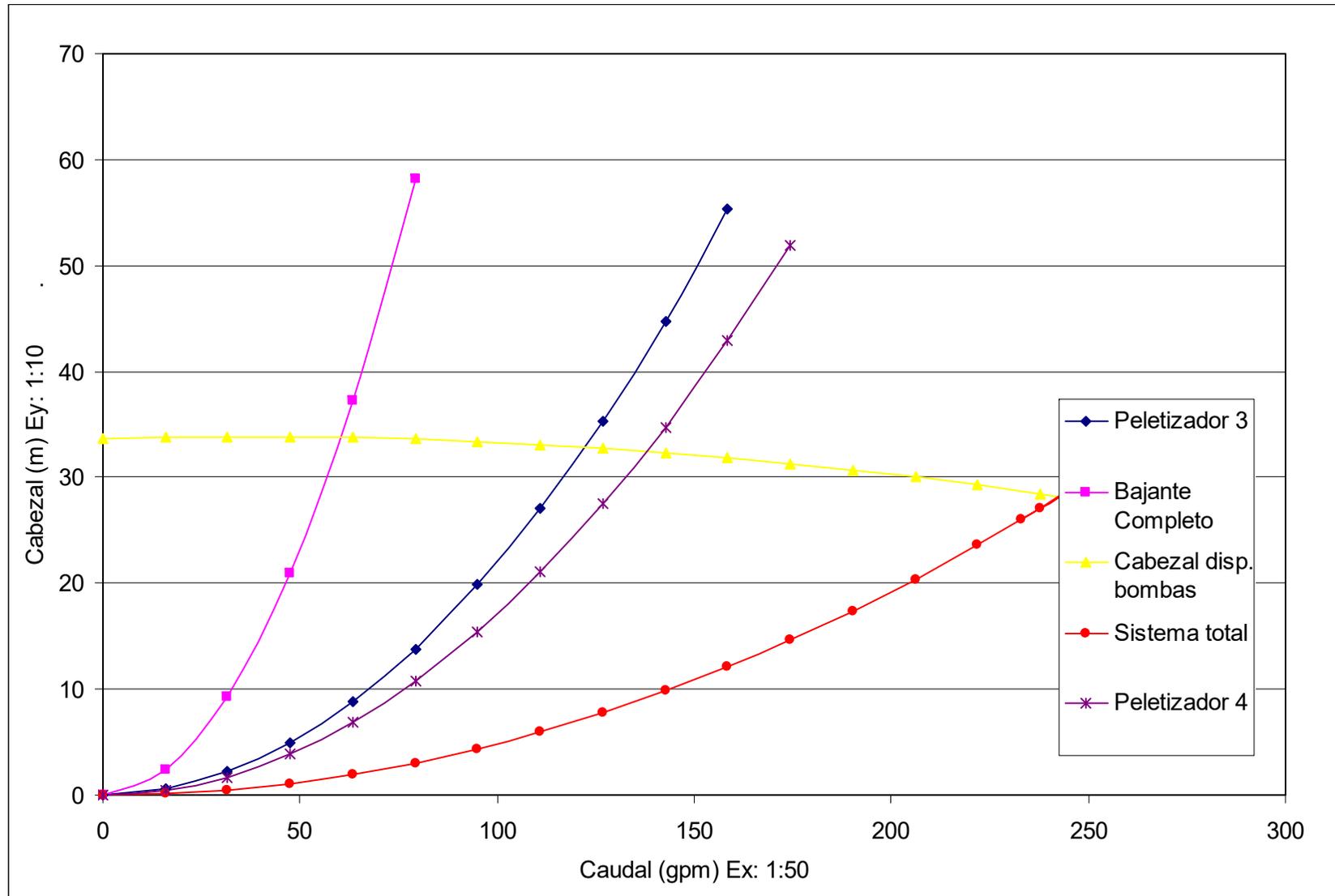


Figura 5.9 Cabezal del sistema para las chaquetas de la unidad I



**Figura 5.10 Cabezal del sistema para las chaquetas de la unidad II**

TABLA 5.6

Presión de alimentación del agua de calentamiento en la chaqueta de los peletizadores

Unidad	Chaqueta	Presión de alimentación (psig)
I	Peletizador 1	21,68
	Peletizador 2	21,97
II	Peletizador 3	25,28
	Peletizador 4	27,34

A pesar de que los resultados anteriores son valores aproximados debido a la complejidad del sistema, dan un claro indicio de que los equipos operan con una presión superior a la máxima de diseño.

Como parte de las especificaciones de calidad del equipo, las soldaduras de la carcasa y de la chaqueta son sometidas a una prueba hidrostática durante 30 minutos a una presión de 15 y 25 psig respectivamente. Estas pruebas se realizan a presiones superiores a las recomendadas para la operación del equipo, por lo tanto es posible que alguna de las soldaduras de los deflectores haya fallado, modificando la trayectoria de flujo, sin manifestarse en el exterior del equipo.

Como es de esperar, la presión de operación de los peletizadores de la unidad II es mayor que en la unidad I debido a su ubicación. Dada la configuración del sistema de tuberías la presión a la alimentación de las chaquetas en la unidad I es similar en ambos peletizadores, mientras que en la unidad II se presentan muchas pérdidas de energía debido a la alimentación a los bajantes, ocasionando una diferencia mayor entre las presiones de alimentación a las dos chaquetas.

El NPSH no se consideró para las bombas, debido a que el sistema de bombeo se encuentra mas de 10 m por debajo del calentador de agua, por lo que la presión en la succión de las bombas es mucho mayor a la presión de saturación del agua.

De esta evaluación se pone en manifiesto la imposibilidad de aumentar el flujo de agua de calentamiento, debido a la restricción que presenta la presión de operación de las chaquetas de los peletizadores. Así mismo, se presenta la posibilidad de la modificación de las chaquetas de los bajantes, de forma que presenten una menor resistencia al paso del fluido.

### **5.3 EVALUACIÓN DEL COMPORTAMIENTO TÉRMICO DE LAS CHAQUETAS DEL SISTEMA DE CALENTAMIENTO DEL ÁREA DE PELETIZACIÓN**

Debido a la falta de instrumentos en campo, se hizo necesario estimar la temperatura del agua a la entrada y a la salida de cada una de las chaquetas del sistema, por medio de la medición de la temperatura de pared en dichos puntos. Para esto se realizó un estudio estadístico para determinar el número de medidas que debían tomarse de forma que el estudio fuese representativo.

Este estudio se realizó durante la operación estable y en aparentes buenas condiciones físicas del sistema, tanto para cuatro como para tres peletizadores, de forma tal que permitiese determinar la influencia del incremento de la temperatura de entrada del agua.

Las medidas se realizaron sin importar el grado de negro de humo que se estuviese produciendo, debido a que se mantienen condiciones de operación muy similares. Por esto, se busca realizar una evaluación térmica que promedie el comportamiento para todos los casos. Una evaluación más detallada no arrojaría conclusiones relevantes, ya que el flujo del sistema permanece constante, así como debería permanecer constante la temperatura del fluido a la salida de la caldera, ya que ésta posee un controlador.

Con la finalidad de tener superficies iguales, tanto en la tubería de entrada como en la de salida de cada chaqueta, se lijaron y pintaron todos los puntos de medición con pintura de aceite negra, la cual posee una emisividad de aproximadamente 0,95 (FLIR Systems, 2005). De esta forma el error asociado a la medición se mantiene constante, y dado que el valor de interés es la diferencia de temperaturas, el error se ve minimizado.

Es importante tener en cuenta que la temperatura media a la salida de la caldera durante la operación con cuatro peletizadores es de 101,5 °C, mientras que durante la operación con tres es de 109,1 °C.

La estimación de la temperatura del fluido se realiza a partir de la temperatura de pared determinada con un pirómetro, a una emisividad dada. Para ello se hace necesario determinar el coeficiente convectivo externo a la tubería. En este caso se trata de convección natural, ya que los datos tomados corresponden a instantes climáticos sin corrientes de aire. Sin embargo, la longitud de los tubos es corta, por lo

que es posible que la transferencia en los extremos tenga una influencia no considerada.

Las correlaciones empleada para la determinación de este coeficiente fueron las ecuaciones 2.12 y 2.13, las cual son específicas para aire.

El coeficiente convectivo interno se determina mediante la correlación de Dittus-Boelter (ec. 2.9), la cual aplica para fluidos en régimen turbulento. La longitud del tubo también afectó estos resultados, ya que no se contó con un flujo completamente desarrollado.

Como se aprecia en las Tablas 5.7 y 5.8, la transferencia de calor fue similar en los dos peletizadores de la unidad I durante la operación con cuatro equipos, mientras que para la unidad II, el que está elaborado en acero inoxidable 316L (PA-3) presenta mayor transferencia de calor que el PA-4, el cual está elaborado con Hastelloy G-30. Esto se debe a que el acero inoxidable posee una conductividad térmica de aproximadamente 15,13 W/m.K a una temperatura de 100 °C, mientras que para el Hastelloy G-30 es de 11,9 W/m.K.

Durante la operación con cuatro peletizadores, para cada unidad por separado, la frecuencia de limpieza por peletizador es inversamente proporcional al calor transferido, es decir, a mayor calor transferido, menor frecuencia de limpieza. Esto se debe a que la temperatura que el negro de humo debe alcanzar para no adherirse a las superficies metálicas es lograda dentro del peletizador.

La construcción de los peletizadores de la unidad II fue problemática, dejando las carcasas con ciertos defectos que pueden haberse visto agravados con el tiempo de uso. Es posible que alguno de estos defectos, aunado a la diferencia en la conductividad térmica, sea la causa de la gran diferencia de calor transferido entre las chaquetas de los dos peletizadores de dicha unidad. El mayor inconveniente encontrado durante su instalación fue la falta de redondez del equipo, haciendo necesario esmerilar la superficie, lo cual deteriora el acabado del metal, facilitando la adhesión de las partículas de negro de humo.

PA-1 es el que presenta mayor frecuencia de limpieza, así mismo produce la menor transferencia de calor durante la operación con cuatro peletizadores. Su posición es la más alejada de las bombas, por lo tanto es la chaqueta que recibe el menor flujo

de agua de calentamiento. Al operar con tres peletizadores el calor transferido aumenta, como era de esperar, ya que se está incrementando la fuerza impulsora, al ser mayor la temperatura del agua a la alimentación.

TABLA 5.7

Calor transferido en cada chaqueta del sistema operando con tres peletizadores

Unidad	Chaqueta	Tres peletizadores		
		Temperatura de fluido (°C)	Delta de temperatura (°C)	Calor transferido (kW)
I	Entrada PA-2	110,242	5,201	50,821
	Salida PA-2	105,040		
	Entrada PA-1	112,241	1,208	14,394
	Salida PA-1	111,033		
	Entrada Bajante 1	109,105	-0,301	-0,895
	Salida Bajante 1	109,406		
	Entrada Bajante 2	110,408	1,402	4,179
	Salida Bajante 2	109,005		
	Entrada Tubo	110,374	0,501	0,633
	Salida Tubo	109,873		
II	Entrada PA-3	110,921	6,567	83,497
	Salida PA-3	104,354		
	Entrada PA-4	111,400	3,089	44,576
	Salida PA-4	108,311		
	Entrada Bajante C 1	112,102	2,478	8,920
	Salida Bajante C 1	109,624		
	Entrada Bajante C 2	111,048	1,093	
	Salida Bajante C 2	109,955		
Total		-	-	206,123

TABLA 5.8

Calor transferido en cada chaqueta del sistema operando con cuatro peletizadores

Unidad	Chaqueta	Cuatro peletizadores		
		Temperatura de fluido (°C)	Delta de temperatura (°C)	Calor transferido (kW)
I	Entrada PA-2	101,428	4,701	46,231
	Salida PA-2	96,727		
	Entrada PA-1	101,724	4,113	49,333
	Salida PA-1	97,611		
	Entrada Bajante 1	100,095	1,502	4,506
	Salida Bajante 1	98,592		
	Entrada Bajante 2	100,796	2,504	7,511
	Salida Bajante 2	98,292		
	Entrada Tubo	99,553	0,100	0,127
	Salida Tubo	99,453		
II	Entrada PA-3	100,706	5,358	68,575
	Salida PA-3	95,348		
	Entrada PA-4	100,487	3,792	55,081
	Salida PA-4	96,695		
	Entrada Bajante C 1	101,480	2,371	7,958
	Salida Bajante C 1	99,109		
	Entrada Bajante C 2	100,431	0,795	
	Salida Bajante C 2	99,637		
Total		-	-	239,322

La diferencia entre la temperatura de entrada y salida del agua de calentamiento en la chaqueta de PA-2 es ligeramente menor que en PA-1, diferencia originada por la cantidad de flujo que circula por cada una. En la unidad II, PA-3 presenta una variación

13 % superior a la de PA-1, sin embargo PA-4 presenta una variación 49 % menor que la de PA-1, esto implica una posible falla o condición anormal presente en PA-4.

Luego de la toma de datos, aproximadamente el 11 de junio de 2007, se presentó una fuga en la chaqueta de agua de calentamiento de PA-2, ocasionando que la frecuencia de limpieza del peletizador se incrementara.

Durante la operación con tres peletizadores este equipo estuvo detenido, por lo tanto la transferencia de calor en éste es pequeña y no es más que el calor transferido al medio ambiente y al aire contenido dentro del equipo.

El calor transferido en las chaquetas tanto en el bajante como en la tubería que va al secador es sólo el suficiente para mantener la superficie del metal a una temperatura superior a la que posee el *pellet* húmedo en dicho punto. Esta baja transferencia de calor se debe al poco flujo que circula por dichas chaquetas y a la configuración de flujo en paralelo.

Al operar con tres peletizadores el bajante conectado a la salida de PA-1 no transfiere calor, lo que indica que las pérdidas al ambiente son despreciables, por lo que el aislamiento de este bajante no es indispensable.

La transferencia de calor en el bajante de la unidad I se ve incrementada al operar con dos peletizadores, pero parte de este incremento se debe al hecho de que ambas ramas del bajante transfieren calor a diferencia de la operación con un peletizador.

Sin importar el número de peletizadores operando, la tubería que va hacia el secador transfiere muy poco calor, el cual se utiliza sólo para mantener la temperatura de la superficie.

PA-3 es el que presenta el menor número de fallas, así como el mayor calor transferido. Esto también puede observarse directamente en la variación de temperatura del agua de calentamiento, la cual es la mayor de los cuatro peletizadores. Es posible que esta transferencia de calor se vea favorecida por el material de construcción, que como se mencionó, presenta una mayor conductividad térmica que el resto.

Como era de esperar, PA-3 presenta una mayor transferencia de calor al operar con tres peletizadores, dado el incremento en la temperatura del fluido a la entrada y de

la conductividad térmica del material.

PA-4 es el segundo que más falla y trasfiere un poco más de calor que los peletizadores de la unidad I. Esto se observa en la variación de temperatura, que es la menor de todas, a pesar de ser la chaqueta por la cual circula la mayor cantidad de fluido, éste no es suficiente para compensar la resistencia térmica del material, originando una transferencia de calor deficiente.

Contrario a lo esperado, la temperatura varía en menor magnitud al operar con tres peletizadores para PA-1 y PA-4. Esto se debe a un error en la toma de datos, ya que los valores registrados por las termocuplas indican el comportamiento esperado.

Debido a que no se poseen los valores de temperaturas determinados mediante termocuplas en todos los puntos requeridos, los datos registrados por éstas no fueron considerados en el estudio, de forma de mantener el error instrumental en todas las medidas. Sin embargo, debido a la imposibilidad de repetir la toma de datos para el caso de la operación con tres peletizadores, para PA-4 se emplearán datos de los instrumentos. Esta dificultad para la medición la origina la frecuencia de cambio de reactores en la unidad I, ya que actualmente la producción de N-660 se ha incrementado, haciendo necesaria la operación de los 2 peletizadores de la unidad.

En la Tabla 5.9 se muestran los valores de variación de temperatura para los peletizadores de la unidad II según la termocupla y su desviación respecto a los valores determinados por la medición.

TABLA 5.9

Comparación de valores experimentales y registros de temperaturas de agua de calentamiento

Peletizadores operando	Chaqueta	Delta experimental (°C)	Delta registrado (°C)	Desviación (%)
3	PA-3	6,567	6,947	5,470
	PA-4	3,089	4,702	34,306
4	PA-3	5,358	5,835	8,170
	PA-4	3,792	4,263	11,047

Como puede observarse, los valores de variaciones de temperaturas medidas, sin considerar PA-4 para tres peletizadores, son adecuados a pesar de presentar diferencias con las indicadas por las termocuplas. Esto debido a que la termocupla considerada como alimentación se encuentra varios metros antes de los equipos, en los cuales el agua disminuye su temperatura. En términos absolutos, la diferencia en los tres casos es de aproximadamente (0,4-0,5) °C, siendo esto la posible pérdida de calor en el tramo desde la termocupla hasta los equipos.

Es importante mencionar que los valores correspondientes a la operación con cuatro peletizadores no corresponden con el día y la hora exacta de medición debido a que la termocupla que registra la temperatura de salida de la caldera estaba desconectada, sin embargo la desviación entre los valores es pequeña.

El problema se presenta en PA-4, donde la desviación es muy alta. Sin embargo, el comportamiento de los valores registrados para la entrada es el esperado, ya que ésta se encuentra cercana a la determinada para el resto de las chaquetas de la unidad (ver Tabla 5.7), ubicando el error de medición en la temperatura de salida.

El calor transferido determinado empleando la diferencia de temperatura obtenida mediante los registros es de 67,844 kW. A pesar de ser menor que el de PA-3, es mayor que el de la unidad I, como era de esperar. Si este equipo trabajara normalmente produciendo esta transferencia de calor, su frecuencia de fallas sería muy cercana a la de PA-3 al operar con cuatro peletizadores.

Tomando en cuenta el calor transferido en PA-3, puede apreciarse claramente que la distribución de flujo en forma helicoidal proporciona una mejor transferencia de calor que un flujo libre.

Al determinar el calor total transferido al operar con tres peletizadores, considerando el valor corregido de delta de temperatura para PA-3, se obtienen 229,372 kW. Esto implica una diferencia en el calor total transferido de alrededor de 10 kW al operar con tres con respecto a cuatro peletizadores. Esta diferencia se puede considerar prácticamente despreciable, ya que representa una desviación menor al 5%.

La diferencia obtenida en la transferencia de calor en cada peletizador se debe a los distintos valores de estabilización de la temperatura de operación de la caldera.

La Tabla 5.10 muestra cómo la diferencia observada en el calor transferido en los dos peletizadores de la unidad II se debe en gran medida a la diferencia en la conductividad térmica del material.

La única característica en que difieren el calor transferido por una chaqueta o por la otra está en el material de construcción. Al determinar el cociente de los calores por conducción asumiendo un gradiente de temperatura igual para la transferencia de calor a través de la coraza, éste debería ser igual al cociente de las conductividades térmicas. De hecho las desviaciones que se obtienen son pequeñas y están dentro de un margen de error aceptable.

TABLA 5.10  
Relación de calores transferidos en las chaquetas de PA-3 y PA-4

Peletizadores operando	Relación de conductividad térmica (adim)	Relación de calor (adim)	Desviación respecto a la relación de conductividades (%)
3	0,749	0,813	8,482
4	0,741	0,803	8,397

Estos resultados demuestran que el desempeño del acero 316L en cuanto a transferencia de calor está por encima del Hastelloy G-30, ofreciendo una transferencia de calor tal que minimiza la frecuencia de limpieza del equipo.

En cuanto al estado de la carcasa a través de la cual se realiza la transferencia de calor, en el caso de la unidad I se encuentran muy envejecidas, ya que los equipos datan aproximadamente de 1989, mientras que en la unidad II ambos equipos fueron recientemente cambiados. En el caso de la unidad II, la lámina de 316L se encuentra áspera, favoreciendo el depósito del negro de humo, mientras que la de PA-4 se encuentra en perfecto estado. Sin embargo, como muestran los resultados, esto no influye de manera significativa en el proceso de transferencia de calor.

En la unidad II, debido a la configuración de las tuberías, sólo se puede evaluar la transferencia de calor total en el bajante, la cual al igual que en la unidad I es baja. Este calor se aprovecha sólo para mantener la temperatura de la superficie del metal.

Al operar con cuatro peletizadores la chaqueta del bajante completo de la unidad I transfiere más calor que el de la unidad II, esto se debe a la diferencia en el área de transferencia de calor, que es mayor, y a la falta de aislamiento térmico en la unidad I.

En base a lo anteriormente expuesto, puede apreciarse que la transferencia de calor significativa ocurre en los peletizadores, ya que las chaquetas de los bajantes sólo cumplen con la función de mantener la temperatura de la superficie. Por lo tanto el buen funcionamiento del sistema recae en la mejora de la transferencia de calor en la chaqueta de los peletizadores.

Idealmente todas las chaquetas de los peletizadores deben operar con una frecuencia de limpieza similar a la de PA-3, sin embargo debe tenerse en cuenta que la conductividad del material es mayor que la del material de diseño, por lo que para obtenerse igual transferencia de calor que en él, debe haber un mayor flujo o un incremento de aproximadamente 8 °C en la temperatura de alimentación del agua de calentamiento.

#### **5.4 OPCIONES DE MEJORAMIENTO DEL SISTEMA DE CALENTAMIENTO DEL ÁREA DE PELETIZACIÓN**

Conociendo el comportamiento hidráulico y térmico del sistema de calentamiento se buscó la forma de corregir las deficiencias del sistema mediante la modificación o el rediseño de algunos de sus componentes. Las propuestas planteadas son las siguientes:

1. Incremento de la temperatura del agua a la salida de la caldera: tal como fue explicado anteriormente, el incremento en la temperatura del agua afecta directamente el intercambio de calor que ocurre en las chaquetas, mejorando la energía calórica transferida y disminuyendo la formación de *cake*.
2. Cambio de bombas: las bombas instaladas no cumplen con la condición de operación del sistema de bombeo de mantener una en funcionamiento y una en espera. Con la instalación de dos bombas donde una sola sea capaz de mantener el punto de operación actual, éste problema se solventaría.
3. Rediseño del sistema de tuberías: el sistema de bombeo posee un alto grado de complejidad en su diseño, lo que ocasiona una gran cantidad de pérdidas de

energía para el sistema de bombeo. Si se logran disminuir dichas pérdidas lo suficiente, el sistema podría operar con sólo una de las bombas, permitiendo el uso del otro equipo como respaldo.

4. Cambio en el diseño de las chaquetas de los bajantes: los bajantes instalados generan grandes pérdidas de energía, por lo que permiten un flujo muy pequeño a través de ellos, agregando pérdidas innecesarias para el sistema completo y puntos de estancamiento del fluido, dada la ausencia de deflectores. Adicionalmente, poseen una transferencia de calor mínima debido a que su función se limita a mantener la temperatura de la superficie, lo que permite un amplio grado de libertad a la hora de modificar su diseño.
5. Cambio en el sentido de circulación del agua en la unidad I: como ya fue explicado, las tuberías de alimentación y salida del agua de calentamiento de la unidad I se encuentran invertidas respecto al diseño, haciendo circular el agua en sentido paralelo con el negro de humo. Si se invierten las conexiones de las tuberías, se tendrá un flujo en contracorriente, el cual genera una transferencia de calor más eficiente.
6. Aislamiento térmico del bajante de la unidad I: debido a su frecuente limpieza y reparación, gran parte del aislante térmico del bajante de la unidad I se ha removido, disminuyendo la transferencia de calor hacia el lado interior de la chaqueta. Debido a esto, es necesario colocar un aislante resistente a la manipulación, que pueda removerse fácilmente cada vez que sea necesario. Como se dijo anteriormente, esto no aporta soluciones significativas.
7. Recubrimiento interior del bajante: a pesar de que el acero inoxidable presenta una rugosidad baja y una alta resistencia a la corrosión, con el paso del tiempo, tiende a corroerse y generar mayor posibilidad de formación de *cake*. Si se coloca un revestimiento de un material resistente a la corrosión y a la abrasión, de superficie poco rugosa, antiadherente y de fácil sustitución cada vez que sea necesario, se puede disminuir la formación de *cake*.
8. Cambio en el diseño de las chaquetas de los peletizadores de la unidad I: como ya fue explicado, las chaquetas de los peletizadores de la unidad I no poseen deflectores helicoidales como los de la unidad II. Al adaptarse el diseño de los

peletizadores de la unidad I al diseño de la unidad II, se incrementaría la transferencia de calor, disminuyendo la formación de *cake*.

9. Cambio de material de las chaquetas de los peletizadores: actualmente la única chaqueta que se encuentra fabricada en acero inoxidable AISI 316L es la del PA-3 la cual produce la mayor transferencia de calor. Este material posee una resistencia a la corrosión por picadura menor al Hastelloy G-30, por lo que se estima que la vida útil será un poco menor, pero ofrecerá una mayor transferencia de calor.
10. Instalación de un método alternativo de calentamiento en el bajante: debido a que el calor transferido por el agua de calentamiento en el bajante es bajo, sólo el requerido para mantener una alta temperatura en su superficie, se puede instalar un sistema de calentamiento eléctrico, tal como un manto térmico, de forma tal de eliminar el bombeo de agua hacia las chaquetas. Esta opción requiere de modificaciones en el sistema de calentamiento.
11. Aprovechamiento del calor residual del secador: el secador, el cual se encuentra ubicado cerca de los peletizadores, libera al ambiente una gran cantidad de gases provenientes de la combustión de gas natural, los cuales se encuentran a altas temperaturas. Si se aprovecha dicho calor mediante su empleo en intercambiadores de calor, o una caldera residual, se podría eliminar o disminuir el uso de agua para las chaquetas.
12. Instalación de cintas transportadoras: debido a que la formación del *cake* ocurre por la acumulación de negro de humo, la instalación de una cinta transportadora con un sistema de barrido en su retorno eliminaría dicha acumulación, mediante una limpieza constante. Sin embargo, esta propuesta genera la posibilidad de que los *pellets* se aglomeren o fracturen al caer sobre la cinta. En este caso se requiere de una modificación importante y espacio físico, el cual no se posee.
13. Instalación de un bajante vibratorio: si se cambia el bajante instalado actualmente por un bajante vibratorio, se podría lograr una disminución de la formación de *cake* debido a que el movimiento constante del bajante no permitiría la permanencia del negro de humo en un solo punto del bajante. Al igual que en el caso anterior, esta opción generaría un gasto adicional debido a su consumo energético, así como el inconveniente de que el impacto con el metal puede fragmentar el *pellet*.

De los incisos anteriores, se proponen los números 1 (aumento de temperatura de salida de la caldera), 5 (cambio en el sentido de circulación del agua en la unidad I) y 6 (aislar térmicamente el bajante de la unidad I) para su implementación a corto plazo. Esto debido a que son modificaciones que aportan un pequeño grado de mejora al sistema, sin la necesidad de adquirir equipos o accesorios, son de fácil ejecución, ya que no requieren de una parada de planta, y fueron aprobadas por la empresa.

El aumento de temperatura, como ya fue verificado, disminuye las fallas ocurridas al operar con tres peletizadores, por lo tanto la temperatura de operación de la caldera debe elevarse hasta que la temperatura media del agua a la salida de la caldera con cuatro peletizadores sea por lo menos igual que la temperatura media actual operando con tres peletizadores (aproximadamente 109 °C).

El cambio en el sentido de circulación del agua en la unidad I permite una configuración en contracorriente en los bajantes, además de corresponder con el diseño del peletizador, de forma tal que se incrementa ligeramente la fuerza impulsora a lo largo de éste, permitiendo aprovechar el calor del agua de forma más eficiente para mantener la temperatura de la superficie. Tal como se mencionó, este cambio se puede realizar fácilmente mediante la simple conexión de las mangueras en el lugar adecuado. Sin embargo, esta solución debe ser provisional, ya que las tuberías a las cuales se conectan las mangueras actuales, quedan alejadas de los puntos de conexión adecuados, empleándose más material del requerido en el sistema. Es por esto que esta solución requiere también la aplicación del inciso 4 (rediseño del sistema de tuberías) en la unidad I, para su implementación a mediano o largo plazo, logrando así eliminar el uso excesivo de mangueras, lo que conlleva a una mejora en el sistema de bombeo. Para el rediseño se plantea la distribución de tuberías presentada en la Figura 5.11.

El aislamiento térmico del bajante contribuye al objetivo buscado: incrementar el aprovechamiento de calor, reduciendo de esta forma el calor cedido al medio ambiente, empleándose para mantener la temperatura de la superficie del bajante.

Las modificaciones previamente mencionadas no son capaces de solventar el problema por sí solas, ya que se requiere de un incremento en la transferencia de calor en el peletizador, cosa que no se logra con las propuestas dirigidas al bajante de la

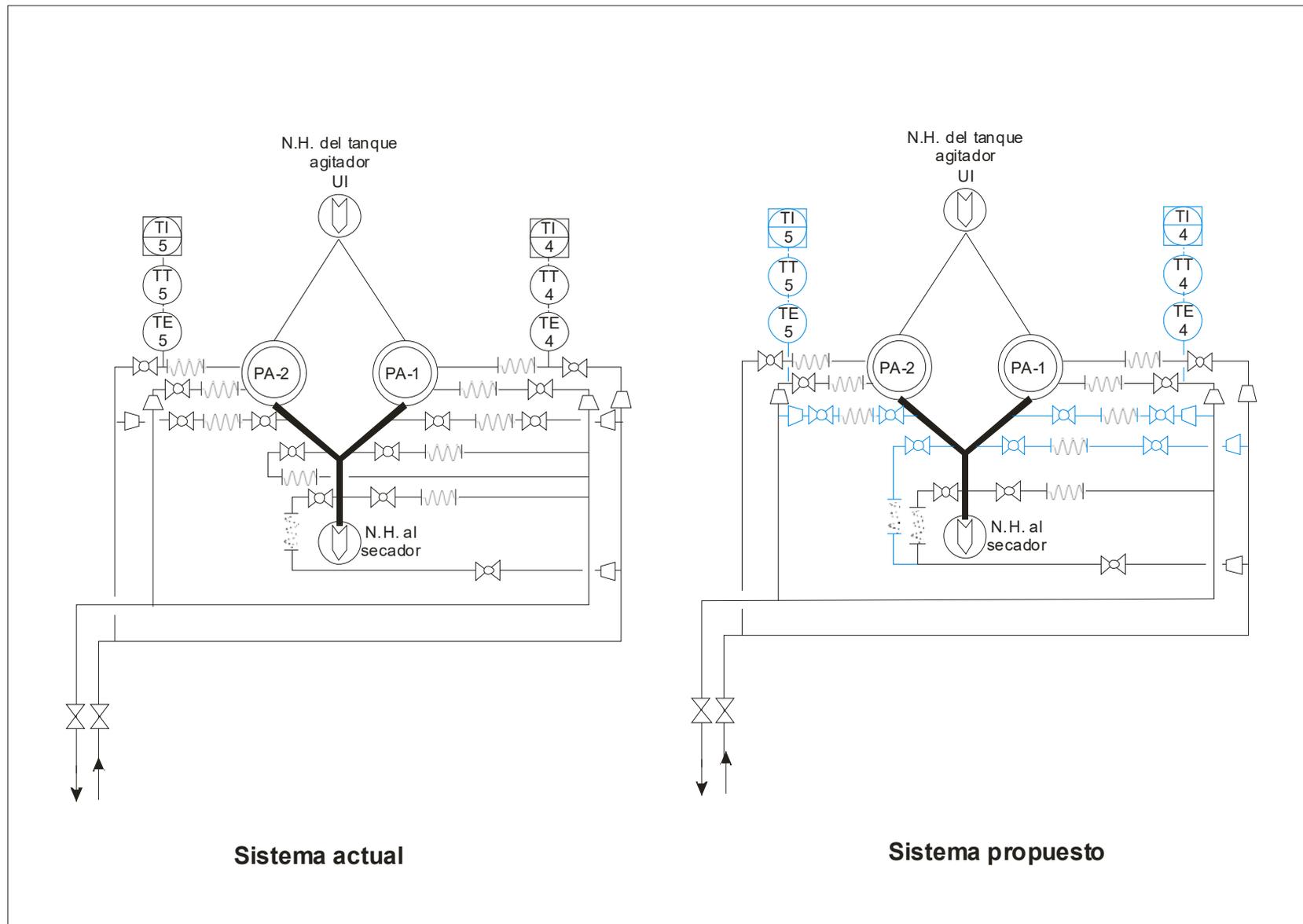


Figura 5.11 Rediseño del sistema de tuberías de la unidad I

unidad I. En cuanto al aumento de la temperatura de operación de la caldera, ésta puede no ser la suficiente para obtener la transferencia de calor requerida.

Esto obliga a la selección y análisis de distintas propuestas por lo tanto, se preseleccionan las siguientes:

- **Cambio de bombas.**

Como se mencionó anteriormente, el sistema está diseñado para operar con una bomba encendida y una en espera. El aumento de producción y las modificaciones que se han realizado al sistema de calentamiento a través de los años han generado la necesidad de un mayor flujo de agua de calentamiento, a la vez que ha aumentado el cabezal requerido en tal magnitud que la operación de una sola bomba es insuficiente. Debido a esto, se debe buscar sustituir las bombas actuales con bombas de mayor capacidad que permitan el funcionamiento adecuado del sistema.

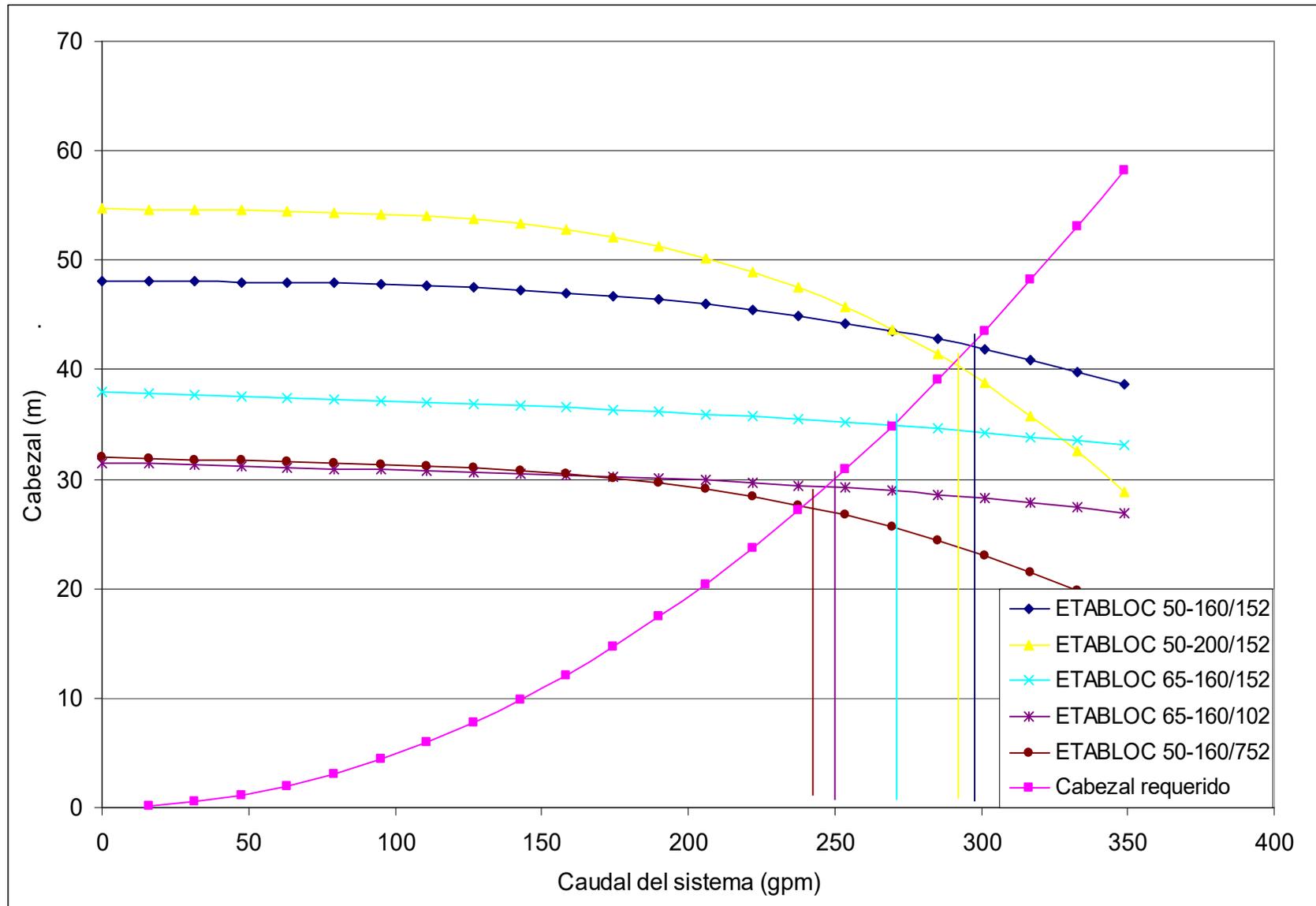
Para la selección de bombas se consultó un catálogo de un fabricante de bombas centrífugas. La línea de bombas preseleccionada fue la ETABLOC, ya que está compuesta por bombas que operan con temperaturas de fluido de hasta 140 °C y flujos de hasta 180 m<sup>3</sup>/h (aproximadamente 800 gpm).

Para cada una de las bombas se determinó su punto de operación (ver Figura 5.12), así como su eficiencia en dicho punto (ver Figura 5.13). Dichos valores se encuentran en la Tabla 5.11.

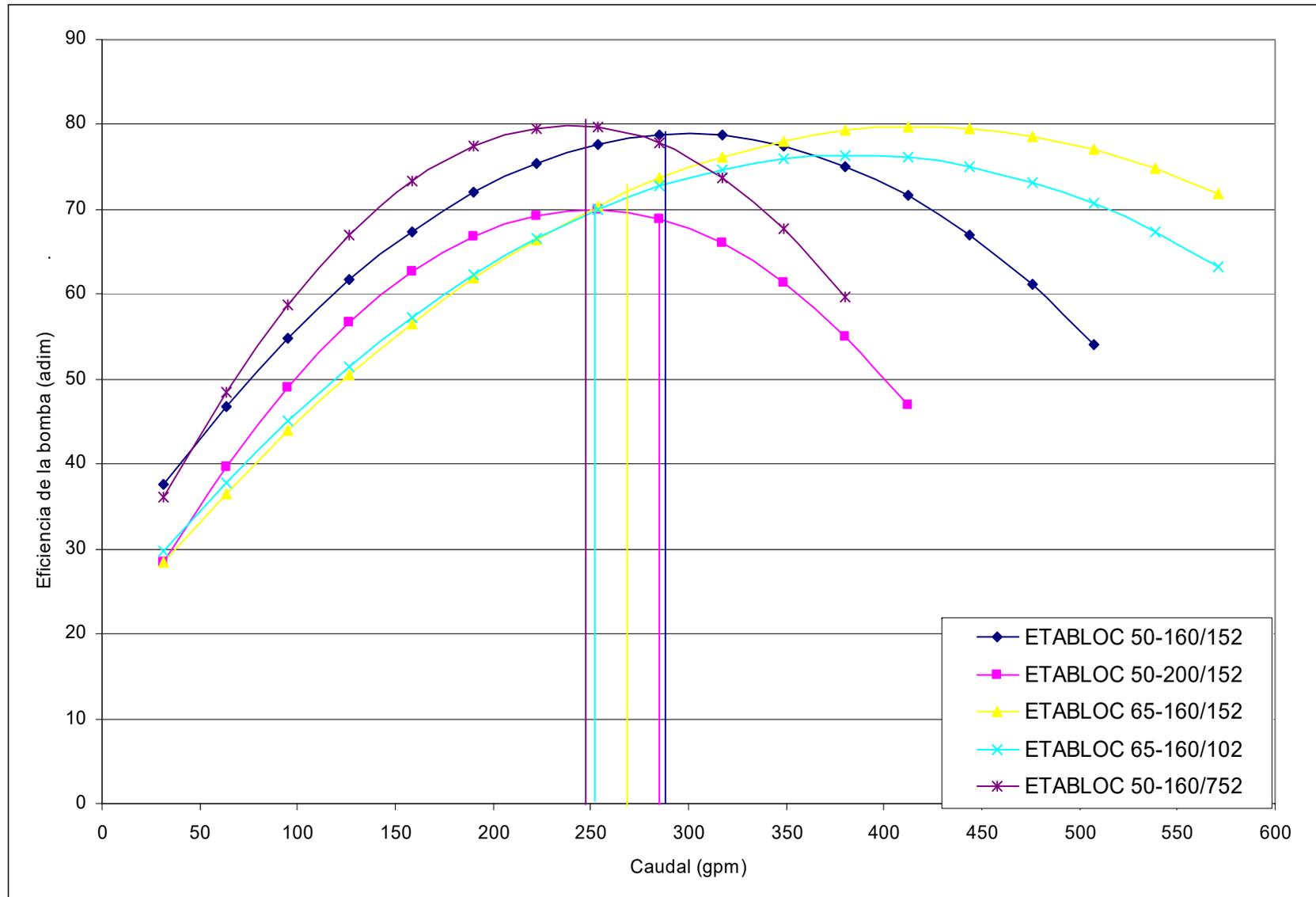
TABLA 5.11

Flujo total de agua en el sistema según la bomba preseleccionada

Modelo de la línea ETABLOC	Caudal de operación (gpm)	Diferencia respecto al actual (gpm)	Eficiencia de la bomba (adim)
50-160/152	297	64	78,9
50-200/152	291	58	68,5
65-160/152	270	37	72,2
65-160/102	247	14	69,4
50-160/752	240	7	79,9



**Figura 5.12 Determinación del punto de operación del sistema para las diversas bombas preseleccionadas**



**Figura 5.13 Eficiencia en el punto de operación del sistema para las diversas bombas preseleccionadas**

Inicialmente, el enfoque para seleccionar la bomba adecuada, era el suministro de un caudal mayor al actual (aproximadamente 20 %), ya que de esta forma se podría operar a condiciones actuales de flujo, permitiendo la variación de éste tanto para disminuir como para incrementar, en caso de que así fuese necesario. Esto último, para tener la posibilidad de la manipulación de esta variable para el sistema de control.

Sin embargo, como se mencionó anteriormente, las chaquetas de los peletizadores operan a una presión superior a la máxima de diseño. Por razones desconocidas, dicha sobrepresión no ha generado problemas de deformaciones ni fisuras en la carcasa de los peletizadores. Debido a esto, la bomba seleccionada fue aquella que genera las condiciones de operación más similares a las actuales, para así mantener las condiciones que no aparentan generar fallas o defectos físicos en los equipos.

El cambio de las bombas está justificado en la confiabilidad que se agrega al sistema. De esta forma en caso de la falla de unas de las bombas el caudal de agua de calentamiento no se ve reducido, sino que entra en operación el equipo de respaldo. La falla de una bomba en el sistema actual ocasionará una reducción de aproximadamente del 50 %, asumiendo que todas las condiciones permanezcan constantes.

La bomba cuyo aporte hidráulico se asemeja más al sistema actual de bombeo es la ETABLOC 50-160/752, con la cual se obtiene un flujo total de aproximadamente 240 gpm, sólo 7 gpm (3 %) por encima del sistema actual. La Tabla 5.12 presenta el flujo que circula por cada uno de los elementos del sistema para la bomba seleccionada.

Como puede observarse, el mayor aumento de caudal en la chaqueta de los peletizadores es de 1,7 gpm (3 %), lo cual no afecta en gran magnitud el valor de la presión en la alimentación, manteniendo el sistema con pocas variaciones en este aspecto.

- **Cambio en el diseño de las chaquetas de los peletizadores de la unidad I**

La diferencia en el diseño de las chaquetas de la unidad II ocasiona que en éstas ocurra mayor transferencia de calor que en las chaquetas de la unidad I. Debido a esto,

adaptar el diseño de la unidad I al de la unidad II es una solución altamente factible, con base en fundamentos teóricos.

TABLA 5.12

Flujo total de agua que circula por cada chaqueta del sistema operando con la bomba seleccionada

Unidad	Elemento	Caudal de operación (gpm)	Diferencia respecto al actual (gpm)
UI	Peletizador 1	39,6	1,2
	Peletizador 2	48,3	1,4
	Bajante	12,1	0,4
	Tubería	5,1	0,1
	Unidad	105,0	3,1
UII	Peletizador 3	51,5	1,5
	Peletizador 4	58,4	1,7
	Bajante completo	25,1	0,7
	Unidad	135,0	3,9

Observando los resultados presentados en la sección 5.3, puede apreciarse que la implementación de deflectores helicoidales para distribuir el flujo del agua de calentamiento por toda la pared externa del peletizador aumenta significativamente la transferencia de calor. El valor numérico de dicho aumento no puede ser determinado previo a su cambio, debido a que depende de muchos factores vinculados directamente con la instalación del equipo. Sin embargo, se espera que el incremento en la variación de temperatura y, por ende, en la transferencia de calor, sea apreciable.

De aplicarse el cambio de carcasa para las chaquetas de la unidad I variaría el flujo total, así como la fracción de flujo hacia cada elemento del sistema, debido a que los peletizadores de la unidad II generan pérdidas diferentes a los de la unidad I. Dado que entre ambos peletizadores de la unidad II existe diferencia en sus constantes de pérdidas por fricción, para calcular los nuevos flujos se tomará el valor de la constante

calculado previamente para el peletizador 3 (el cual es mayor al del peletizador 4), asumiendo así el menor flujo posible.

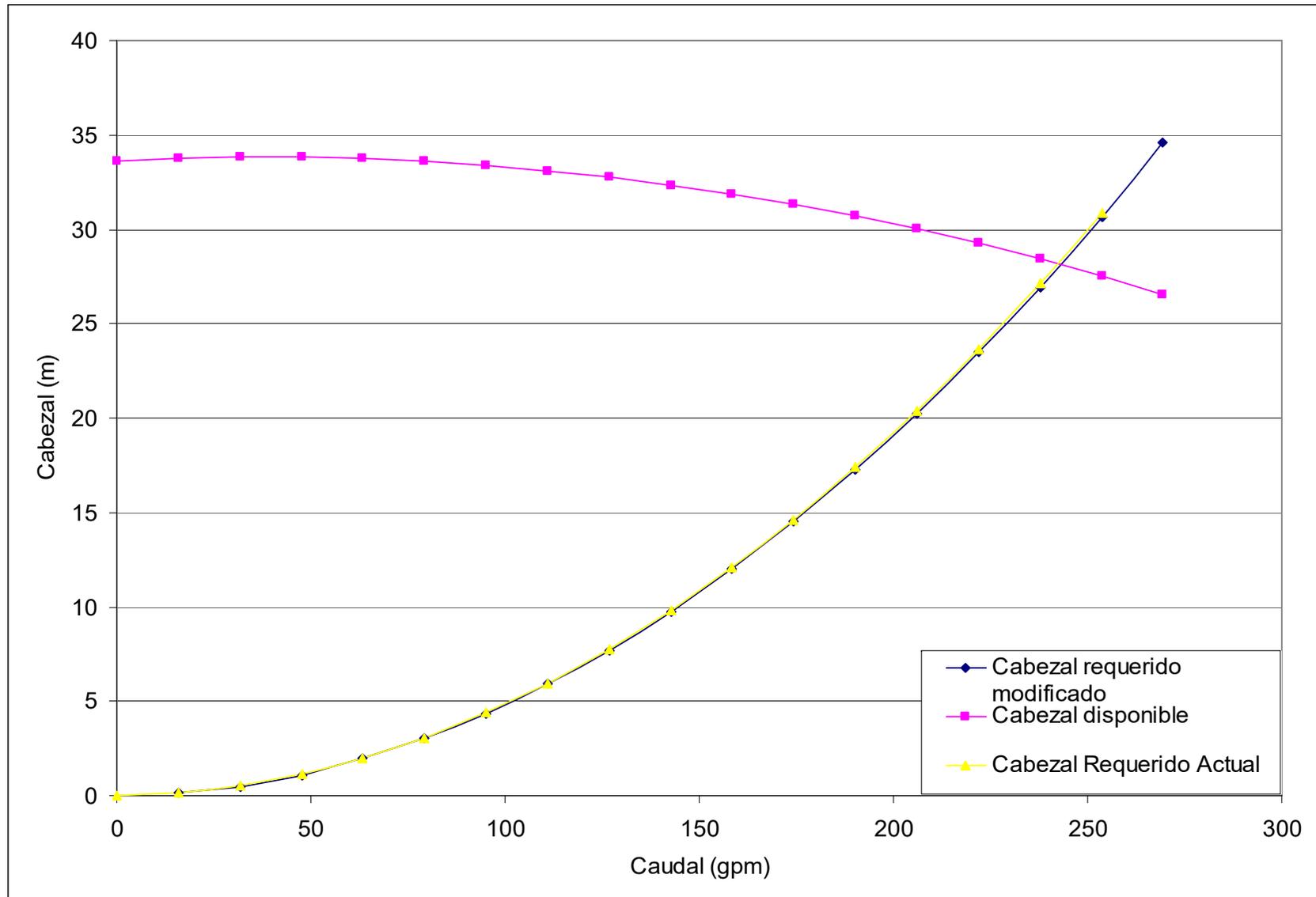
La Figura 5.14 muestra la comparación en el punto de operación para el sistema actual y el rediseñado. A pesar de que el flujo total se considera igual al actual, la fracción de flujo hacia cada elemento varía, tal como se muestra en la Tabla 5.13.

Como puede observarse, para la unidad I PA-1 se vería altamente beneficiado por el rediseño, aumentando su flujo en aproximadamente 5,1 gpm, mientras que PA-2 se vería afectado negativamente, ya que disminuiría el flujo en aproximadamente 2,8 gpm. Se espera que dichos cambios en los flujos ocasionen una variación en la transferencia de calor, consistente con ésta. Debe mencionarse que dicho cambio de flujo se debe a que lo equipos actuales presenta un coeficiente de pérdidas de energía diferente entre ellos (siendo mayor el de PA-1), y la estimación asume que dicho coeficiente será igual para las nuevas chaquetas.

TABLA 5.13

Flujo total de agua que circula por cada chaqueta del sistema luego del cambio de diseño de las chaquetas de los peletizadores

Unidad	Elemento	Caudal de operación (gpm)	Diferencia respecto al actual (gpm)
UI	Peletizador 1	43,5	5,1
	Peletizador 2	44,0	-2,8
	Bajante	11,3	-0,4
	Tubería	4,8	-0,2
	Unidad	103,6	1,7
UII	Peletizador 3	49,3	-0,7
	Peletizador 4	56,0	-0,7
	Bajante completo	24,0	-0,3
	Unidad	129,3	-1,7



**Figura 5.14 Comparación del punto de operación para el sistema actual y el sistema rediseñado**

Para el caso del peletizador 1, dicho cambio puede representar una mejora significativa, ya que si mejora su transferencia de calor hasta operar a las condiciones del peletizador 2 (las cuales son apenas levemente mejores a las del peletizador 1), debería ocasionar menor frecuencia de limpieza que actualmente.

En la unidad II, el caudal en ambos peletizadores se vería prácticamente inalterado, por lo que se puede predecir que ocurrirá lo mismo con la transferencia de calor en ellos, ya que la variación de temperatura se supone se mantendrá igual a la actual puesto que en ellos no se realiza ningún cambio drástico.

En cuanto a la presión de operación de las chaquetas de los peletizadores, ésta se mantiene prácticamente inalterada para la unidad II, mientras que en la unidad I disminuye para PA-2 y aumenta para PA-1. Sin embargo, este incremento de presión difícilmente superará las condiciones de operación de la unidad II, por lo tanto no se genera un nuevo problema en cuanto a la presión de operación de la chaqueta.

- **Cambio de material de las chaquetas de todo el sistema.**

Dado que las condiciones de operación de PA-3 son significativamente mejores que las de PA-4 sólo por la diferencia en su material, es posible que la transferencia de calor en todas las chaquetas se vea incrementada ampliamente mediante el cambio del material de construcción de los equipos.

Para la selección del material debe tomarse en cuenta la corrosión por picadura producto del azufre contenido en el negro de humo y la corrosión por *cracking* producto del contenido de cloruros en el agua de peletización. Los estándares establecen que la corrosión en la carcasa de los peletizadores debe ser menor a 0,5 mm/año.

El porcentaje de azufre en el negro de humo es en promedio de 0,5 % y varía según el origen del aceite. La concentración de cloruros en el agua de peletización es de unos 100 ppm (Negroven, S.A., 2007).

Según los resultados observados en la Tabla 5.14, todos los materiales propuestos son aptos para los peletizadores. El SS 316L es el que presenta la mayor conductividad térmica, a pesar de presentar la menor resistencia a la corrosión.

TABLA 5.14

Selección de material para carcasa de peletizador

Material	Corrosión (mm/año)	Conductividad térmica a 100 °C (W/m K)
SS 316L	0,334	16,1
Hastelloy G-30	0,227	11,9
Alloy 31	0,224	13,1
Hastelloy C-276	0,139	11,2
Alloy 59	0,135	12,1

Fuente: Negroven S.A., 2007

Para lograr un equilibrio entre el tiempo de vida útil y la transferencia de calor de los equipos, de ser económicamente rentable, podría proponerse el uso de Alloy 31, ya que presenta una conductividad térmica y una resistencia a la corrosión, levemente superiores a las del Hastelloy G-30, sin embargo no logra el rendimiento térmico del 316L.

La empresa cuenta con un peletizador de este material (SS 316L). El tiempo de vida útil para estos equipos es de aproximadamente diez años. El instalado sólo ha estado operando por cinco años. En el caso de que la empresa obtenga buenos resultados en cuanto al tiempo de vida útil de éste, es recomendable la realización de un estudio económico para el cambio de material, ya que térmicamente es el que ofrece mejores resultados, según su conductividad y según el análisis presentado.

El proyecto que está siendo desarrollado por la empresa para el reemplazo de los peletizadores de la unidad I, por disponibilidad en el mercado y tiempo de entrega, solicitó la elaboración de las carcasas nuevas con Hastelloy C-276. A pesar de que este material presenta una alta resistencia a la corrosión para ese medio, posee una conductividad térmica menor al Hastelloy G-30. Según la relación de conductividades, las nuevas chaquetas transferirán aproximadamente 6 % menos calor que de haber sido elaboradas en Hastelloy G-30.

Además de la diferencia en la conductividad del material, debe tenerse en cuenta que el flujo de agua que fluye hacia esta unidad es menor al de la unidad II, por lo tanto

el desempeño de estos equipos será menor al esperado, siendo posible que se mantenga una mayor frecuencia de formación de *cake* en la unidad I.

De los materiales recomendados el mejor, en cuanto a su conductividad térmica, es el Alloy 31, el cual presenta igual resistencia a la corrosión que el Hastelloy G-30, con un incremento en la transferencia de calor de aproximadamente 11 % (según la relación de conductividades). Sin embargo, esto representa una ganancia insuficiente en la transferencia de calor. En este caso resulta mejor obtener el incremento en la transferencia de calor a partir del aumento de la temperatura de operación de la caldera.

Para seleccionar la opción de mayor factibilidad, se emplea una matriz de selección, la cual se muestra en la Tabla 5.15.

La ponderación asignada a cada una de las opciones a evaluar depende de la aplicabilidad de cada una, estando en primer lugar la actualización de la tecnología de calentamiento de la unidad I, debido a la necesidad de modificar los equipos presentes cuya vida útil ya fue sobrepasada.

En segundo lugar se encuentra el cambio de bombas, ya que requiere de poco tiempo y pocas modificaciones en el sistema para llevarse a cabo. Finalmente se tiene el cambio del material de los peletizadores, opción que requiere de una importante planificación y de la construcción de todos los equipos, convirtiéndose en un proyecto de gran envergadura.

La evaluación considera que el factor de mayor importancia es la influencia que el cambio produzca sobre el problema, según los resultados obtenidos durante las evaluaciones previas, por ello se le asigna el doble del valor del resto de los factores a evaluar. El cambio de bombas no genera ninguna ganancia para el sistema, por lo que su ponderación es cero, ya que lo mantiene en iguales condiciones de presión y flujo; el cambio en el diseño de las chaquetas de los peletizadores, permite una distribución tal que aumenta la transferencia de calor en el peletizador, disminuyendo así la formación de *cake*, obteniendo una ponderación de diez. Por último, el cambio en el material del peletizador por uno de mayor conductividad térmica genera una ganancia en la transferencia de calor, pero se espera que sea menor a la obtenida al realizar el cambio en la distribución de flujo por la chaqueta, obteniendo una ponderación de siete.

TABLA 5.15

Matriz de selección según la factibilidad técnica de las soluciones propuestas

Opción	Ponderación	Influencia sobre el problema	Aplicabilidad	Mantenimiento	Vida útil	Puntuación final
		0,4	0,2	0,2	0,2	
Cambio de bombas	0,9	0	10	10	10	5,40
Cambio de diseño de chaquetas	1,0	10	4	10	9	8,60
Cambio de material de peletizadores	0,8	7	2	8	7	4,96

La aplicabilidad del cambio de bombas es alta ya que se puede realizar en un corto periodo de tiempo y no genera mayores complicaciones, obteniendo una ponderación de diez. Por otra parte tanto el cambio de material de las chaquetas como el de los peletizadores de la unidad I, requieren de una parada de planta prolongada, y se trata de un proyecto de grandes magnitudes, que debe cuidar muchos detalles en la construcción e instalación de los equipos. Sin embargo, el cambio de material de los peletizadores es el menos aplicable pues no cumple con las especificaciones de la empresa.

En cuanto al mantenimiento que requerirán los cambios, será el mismo para las bombas y los peletizadores nuevos (dándosele una ponderación de diez), sin embargo dependiendo del material seleccionado para los peletizadores estos requerirán de un mayor o menor grado de mantenimiento debido a la corrosión del medio. Para el material seleccionado representaría un incremento.

La vida útil del sistema de bombeo es mayor que la de los peletizadores, por lo que obtiene diez puntos de ponderación. El cambio del diseño de las chaquetas no influye en la vida útil de los peletizadores, sin embargo éstos tienen una vida más corta que el sistema de bombeo, asignándosele 9 puntos. En cuanto al cambio de material se supone que la vida útil sea inferior a la de los equipos construidos con el material recomendado en planos, obteniendo siete puntos.

Finalmente, según la evaluación realizada, el cambio de mayor factibilidad técnica es la actualización de la tecnología de peletización de la unidad I. Sin embargo, debido a que la empresa tiene en marcha un proyecto con este fin, se toma como opción de mayor factibilidad el cambio de bombas.

La opción de mayor factibilidad técnica es la sustitución de las bombas actuales por dos bombas ETABLOC 50-160/752, ya que si el problema de la transferencia de calor se resuelve con la sustitución de los peletizadores, el siguiente punto a atacar es la posible falla del sistema de bombeo. Esto debido a que, de averiarse una bomba, el flujo del sistema se disminuye, generando un cambio proporcional en la transferencia de calor en todas las chaquetas, llevando a la formación de *cake*.

La sustitución de las bombas actuales por las bombas planteadas, como ya fue discutido, trae consigo una pequeña modificación en el flujo. Dado que la variación

estimada anteriormente corresponde con el sistema hidráulico actual, se hace necesario determinar la distribución de flujo con las bombas nuevas, así como las chaquetas nuevas. Los resultados se muestran a continuación en la Tabla 5.16.

TABLA 5.16

Distribución de flujo en el sistema para el sistema rediseñado empleando la bomba ETABLOC 50-160/752

Unidad	Elemento	Caudal de operación (gpm)	Diferencia respecto al actual (gpm)
UI	Peletizador 1	44,9	6,5
	Peletizador 2	45,3	-1,5
	Bajante	11,6	-0,1
	Tubería	4,9	0,0
	Unidad	106,8	4,8
UII	Peletizador 3	50,8	0,8
	Peletizador 4	57,7	1,0
	Bajante completo	24,8	0,4
	Unidad	133,2	2,2

Todos los valores calculados son basados en aproximaciones realizadas, por lo que se espera que puedan encontrarse un poco desviados de los valores reales.

Como puede observarse, la diferencia de flujos es prácticamente la misma que la obtenida con el simple rediseño del sistema, por lo que se considera que éste no tendrá problemas con esta variable de llevarse a cabo el cambio del diseño además del cambio de bombas.

## 5.5. PROPUESTA DE UN LAZO DE CONTROL PARA EL SISTEMA DE CALENTAMIENTO

El objetivo principal del sistema de calentamiento es transferir calor al negro de humo, de forma que éste no se adhiera a la superficie de los equipos y tuberías de esta sección del proceso, logrando obtener un *pellet* que cumpla con los parámetros de

calidad establecidos por la empresa. Este objetivo se subdivide en dos, el primero es transferir calor a la mezcla dentro del peletizador y el segundo es mantener la temperatura de los conductos hacia el secador (bajante y tubería). Sin embargo, el estudio de la transferencia térmica del sistema muestra que la transferencia de calor significativa, para evitar la formación del *cake*, se da a nivel de los peletizadores, por lo tanto la estrategia de control debe ir enfocada a maximizar dicha transferencia.

La variable de desempeño del sistema está dada por el número de limpiezas que se les deben realizar a los equipos. Para que el sistema funcione correctamente se espera una frecuencia de limpieza de una vez cada siete días para cada peletizador, o dado que frecuentemente se limpian ambos peletizadores al ocurrir un taponamiento, una frecuencia de dos veces por semana por unidad.

El sistema de control debe encargarse de mantener las condiciones adecuadas de flujo y temperatura de agua de calentamiento, para que el sistema alcance sus objetivos. Esto se logra mediante la regulación de flujo de agua o de flujo de aire y gas en la caldera. La precisión requerida por el sistema de control es mínima, ya que el sistema no afecta de forma inmediata la calidad del producto. El único requerimiento es mantener la transferencia de calor en los peletizadores por encima de un valor establecido, en este caso similar al calor transferido en la operación de PA-3 (68 kW).

El sistema presenta una serie de restricciones que deben ser tomadas en cuenta por el sistema de control. La restricción principal viene dada por la presión de operación de los peletizadores. Como se mencionó, están diseñados para operar como máximo a 15 psig, y operan muy por encima de dicho valor. Esto acarrea la imposibilidad de incrementar el flujo de agua en el sistema, lo que impide la manipulación de dicha variable, ya que una disminución sería desfavorable.

La manipulación de la temperatura del agua de calentamiento se encuentra con diversas limitantes. La primera es la formación de vapor en el calentador. El sistema está diseñado para la operación con agua, por lo que esta condición es indeseable. Según la presión determinada a la salida de la caldera, la temperatura de saturación es de 123,15 °C. Este valor presenta una limitación importante, ya que de incrementarse la temperatura durante la operación con cuatro peletizadores, es posible que,

manteniendo la situación actual de diferencia en las temperaturas de operación, al operar con tres o durante la parada de alguna unidad, se alcancen valores superiores.

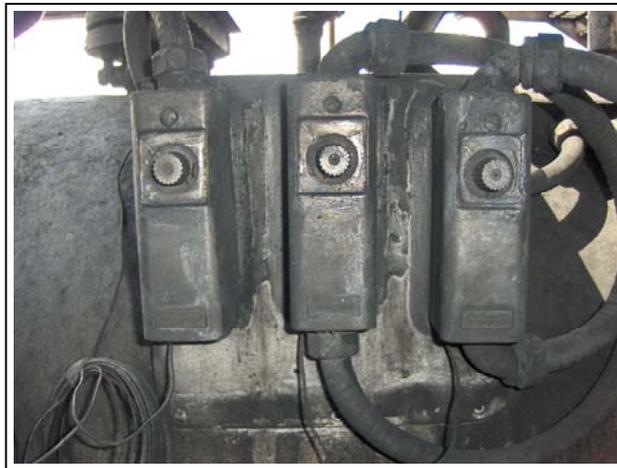
La segunda limitante es la formación de vapor en la succión de las bombas, ya que esto ocasiona daños por cavitación en los equipos, por lo que la temperatura debe ser tal que a dicha presión el agua no se encuentre saturada. La presión a la succión de las bombas es alta debido a la columna de líquido (aproximadamente 32 psi), por lo tanto la temperatura máxima es de 119,15 °C. Este valor no genera muchas complicaciones, pues está restringido por la formación de vapor en la caldera, ya que la transferencia de calor en las chaquetas y la longitud del sistema de tuberías garantiza un diferencial de al menos 4 °C, entre ambos puntos.

Las limitaciones anteriores se deben directamente a la presión máxima de operación de los peletizadores. Esto debido a que un aumento de presión en el sistema dependería solo de la instalación de una bomba de mayor capacidad. Sin embargo, debido a que la presión en los peletizadores se encuentra actualmente por encima de su presión máxima, esta opción no es factible, eliminando la posibilidad de aumentar la temperatura de ebullición en los puntos críticos del sistema.

Finalmente, se encuentra la limitación ocasionada por el tanque de compensación. Este tanque se encuentra a presión ambiente, conectado cerca de la succión de las bombas al sistema. Debido a que el líquido contenido en el tanque y las tuberías presenta muy poca movilización puede considerarse como estancado, lo que ocasiona que haya conducción a través del él. De presentarse el fenómeno, si la temperatura del agua en la succión de las bombas es lo suficientemente alta, en el tanque pueden alcanzarse temperaturas que superen la temperatura de saturación a presión ambiente, produciéndose vapor. A pesar de ser un proceso muy lento es importante tenerlo en cuenta, puesto que el sistema opera de forma continua durante largos periodos de tiempo bajo estas condiciones.

La perturbación más notable a la que se encuentra sometido el sistema es el número de peletizadores operando. Como se explicó anteriormente, la temperatura media del fluido de calentamiento varía en gran magnitud según el número de equipos en operación. Dicha oscilación en un rango tan amplio de temperaturas posiblemente se deba al tipo de controlador con que cuenta la caldera. El controlador instalado es un

Honeywell T675A, el cual opera de forma mecánica. La variación que permiten por debajo del *set point* es de 1,7 a 5,6 °C (Honeywell, s.f.), lo que indica que el controlador está operando de una forma deficiente, al permitir variaciones superiores a las indicadas en el manual. La Figura 5.15 muestra los equipos instalados, mientras que la Figura 5.16 muestra el elemento sensor de los controladores, el cual es un bulbo que contiene un gas que se expande según la temperatura del medio, generando una variación de presión, mediante la cual el controlador se encarga de indicar al quemador si debe pasar a alto o bajo fuego.



**Figura 5.15 Sistema de control de temperatura actual de la caldera**

Es importante mencionar que la escala de los controladores no permite conocer con precisión el valor del *set point*. Además de esto, los instrumentos se encuentran descalibrados, haciendo imposible conocer siquiera un valor aproximado de éste.

Debido a lo planteado, se considera que la estrategia de control más apropiada es la implementación de un lazo de control por temperatura que mantenga la temperatura estable sin importar el número de peletizadores en operación.

Cuando la temperatura desciende, la frecuencia de limpieza de los peletizadores se incrementa, tal como se explicó anteriormente. Según los resultados previos, la operación apropiada es con un *set point* de entre 110 y 115 °C indiferente del número de peletizadores en operación. Este valor de operación se establece ya que se encuentra cercano a la temperatura de operación con tres peletizadores, durante la cual los equipos de la unidad II presentan baja frecuencia de limpieza. No se considera la

unidad I como referencia debido a que sólo opera un peletizador y se produce N-330, lo cual disminuye significativamente la frecuencia de limpieza.

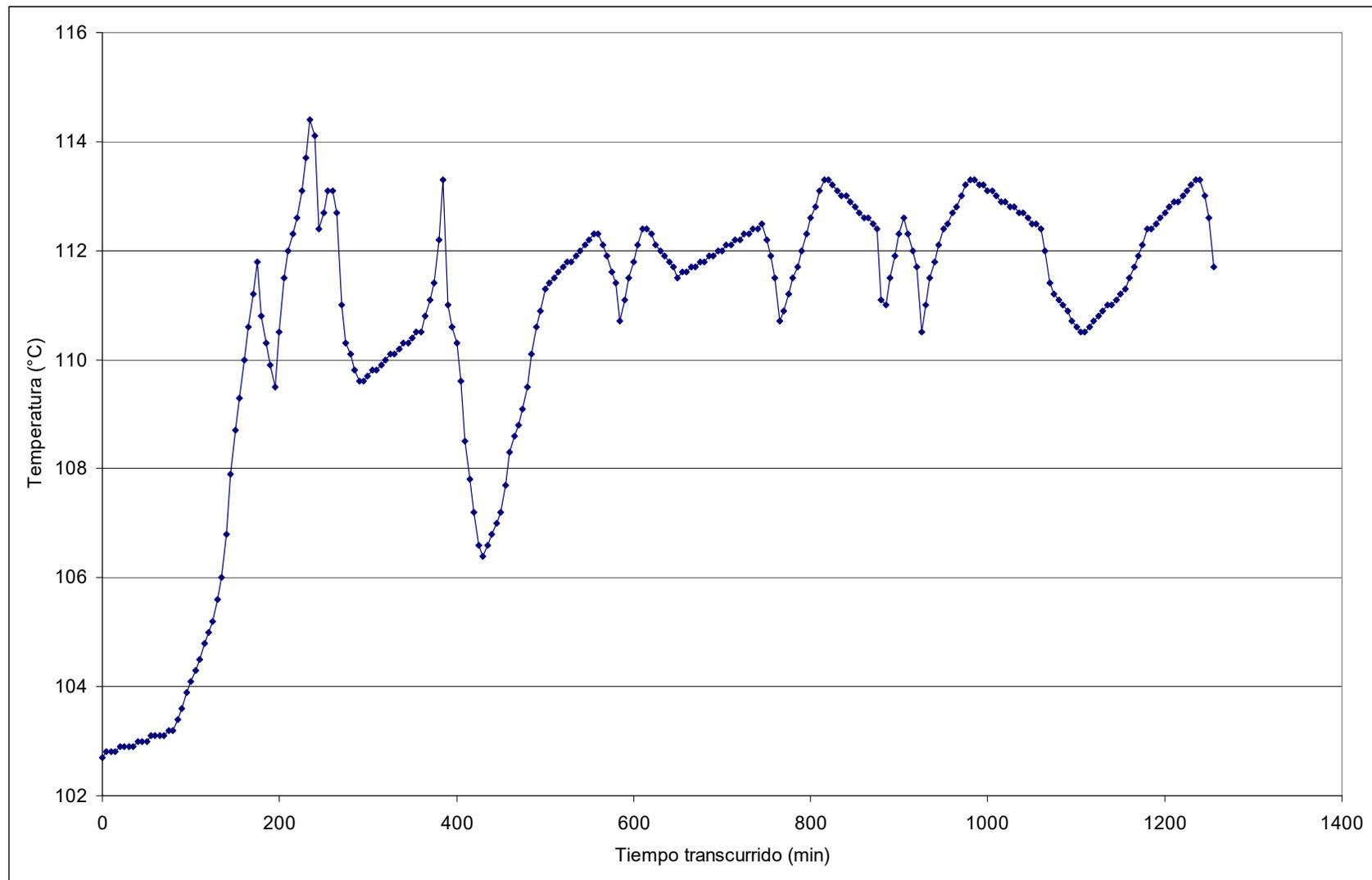


**Figura 5.16 Elemento sensor del sistema de control por temperatura**

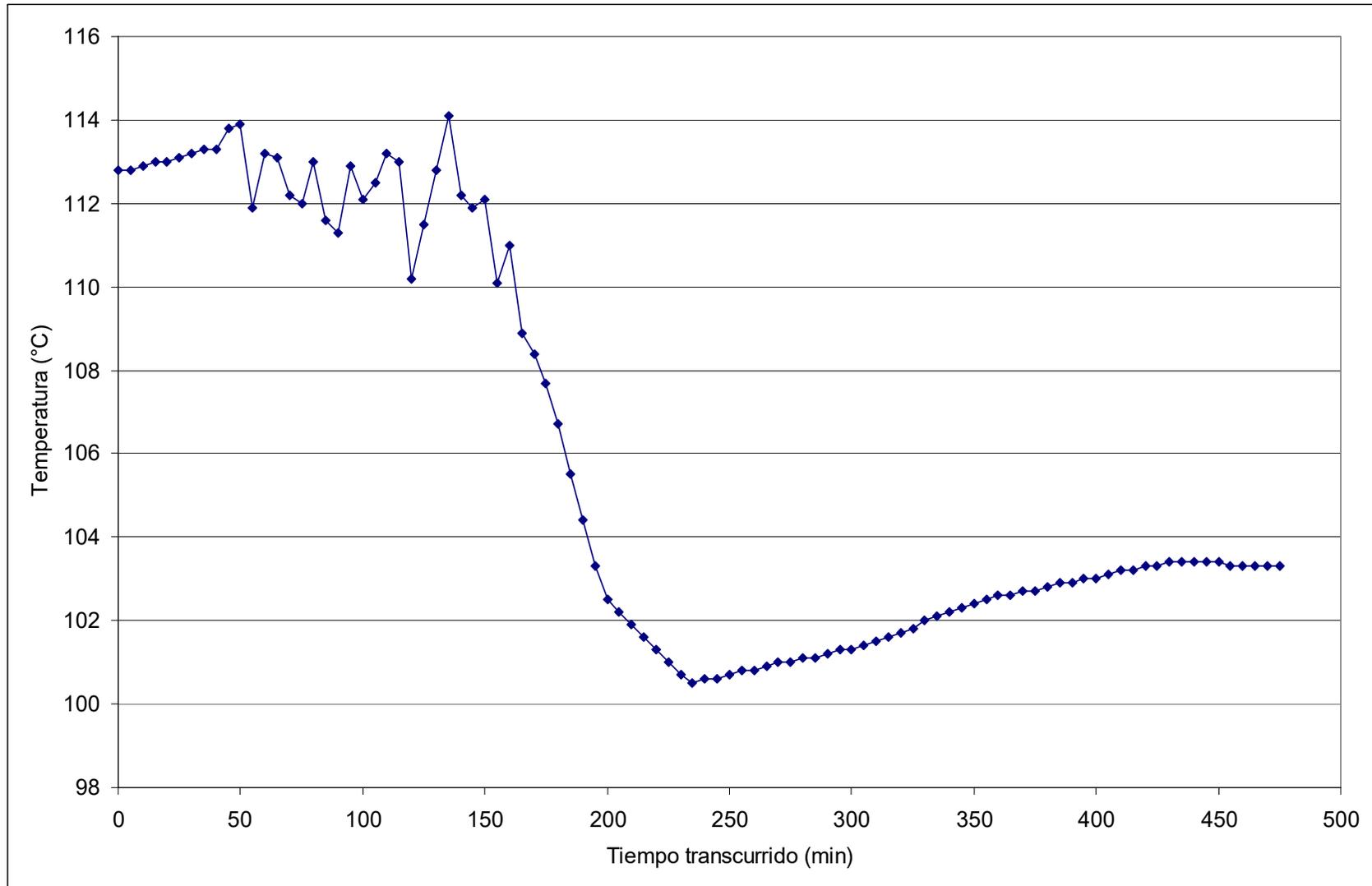
Inicialmente se debe determinar la razón por la cual el sistema actual de control no opera de forma apropiada, de manera de atacar el problema y proponer un lazo de control que sí permite el lograr el objetivo deseado. Para esto se muestra el comportamiento de la temperatura al momento de variar el número de peletizadores en operación, en las Figuras 5.17 y 5.18.

Al retirar de operación un peletizador, la transferencia de calor que realiza el sistema es menor, por lo que la temperatura del agua a la entrada de la caldera se incrementa. Sin embargo, en lugar de observarse una tendencia a mantener la temperatura media de operación, el valor se estabiliza muy por encima del normal durante la operación con cuatro equipos, lo que indica que el quemador se mantiene en alto fuego durante la transición. Una vez alcanzado un valor más alto, el quemador pasa a regular la temperatura, cambiando de alto a bajo fuego.

Al encender el cuarto peletizador, la demanda de transferencia de calor del sistema aumenta, disminuyendo la temperatura de alimentación del agua a la caldera. En este caso la temperatura disminuye abruptamente. Durante esta transición, el quemador se encuentra en todo momento en alto fuego tratando de compensar la caída



**Figura 5.17 Comportamiento de la temperatura del agua de calentamiento a la salida de la caldera al sacar un peletizador de operación**



**Figura 5.18 Comportamiento de la temperatura del agua de calentamiento a la salida de la caldera al incluir un peletizador en operación**

de temperatura del agua, para así regresarla al valor anterior. Como puede apreciarse, esto no se logra, estabilizándose en un valor muy por debajo.

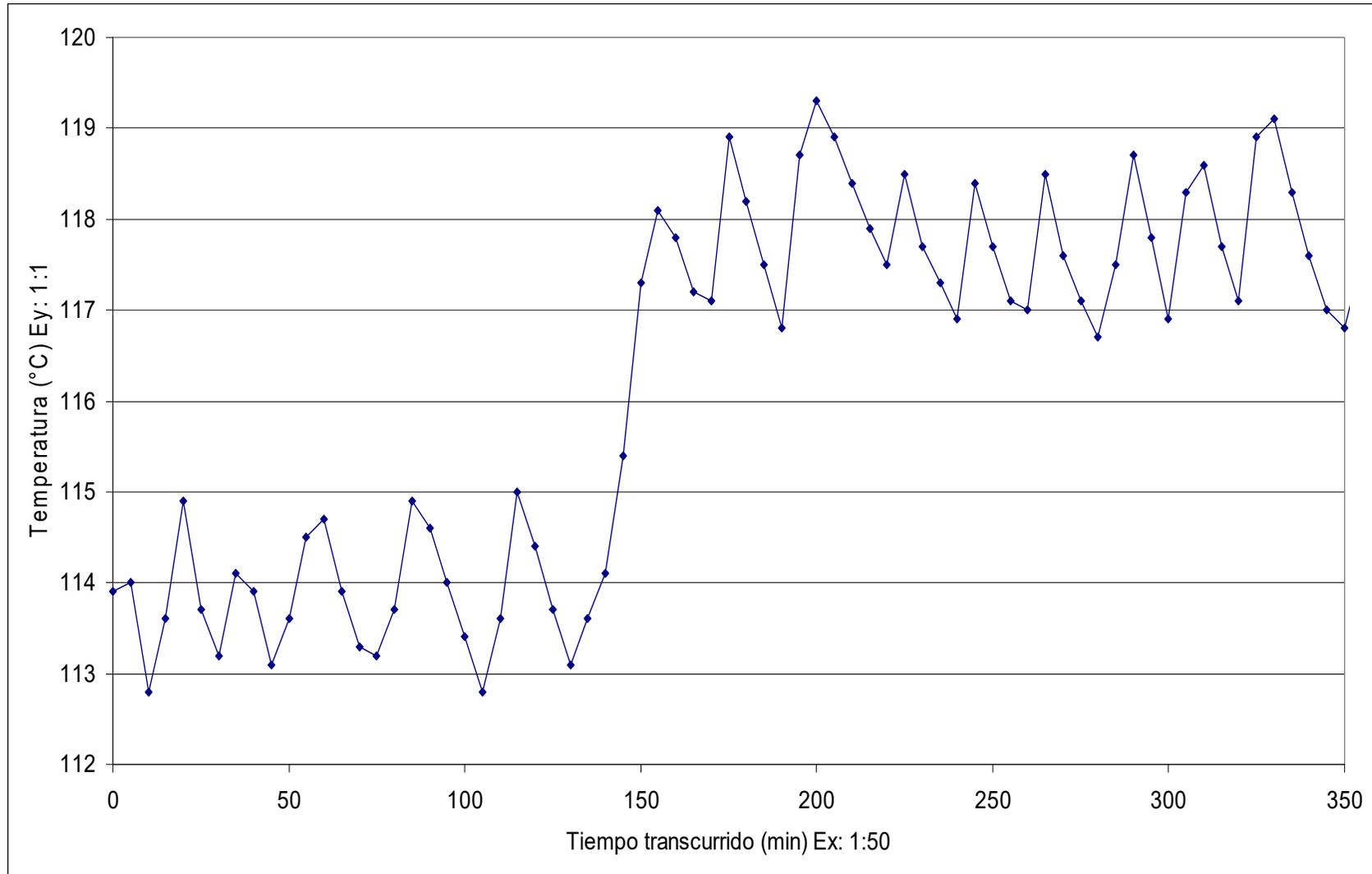
Según los casos anteriores, se puede suponer que el *set point* para el momento graficado, era aproximadamente de 113 °C, ya que la temperatura se encontraba oscilando alrededor de dicho valor. Para verificar la capacidad de calentamiento de la caldera, se incrementó levemente y al azar el *set point* de todos los controladores de temperatura. Esto se realizó durante la operación de la unidad I únicamente. Como puede observarse en la Figura 5.19, la temperatura del agua aumentó inmediatamente, permaneciendo el quemador en alto fuego, hasta estabilizarse aproximadamente en 118 °C, valor en el cual el quemador comenzó a modular.

Luego del arranque de la unidad II, la temperatura mostró el comportamiento representado en la Figura 5.20. Esto muestra una disminución en la temperatura de operación, debido a la mayor transferencia de calor en el sistema, sin recuperación hacia el valor anterior, a pesar de encontrarse el quemador en todo momento en alto fuego intentando aumentar la temperatura.

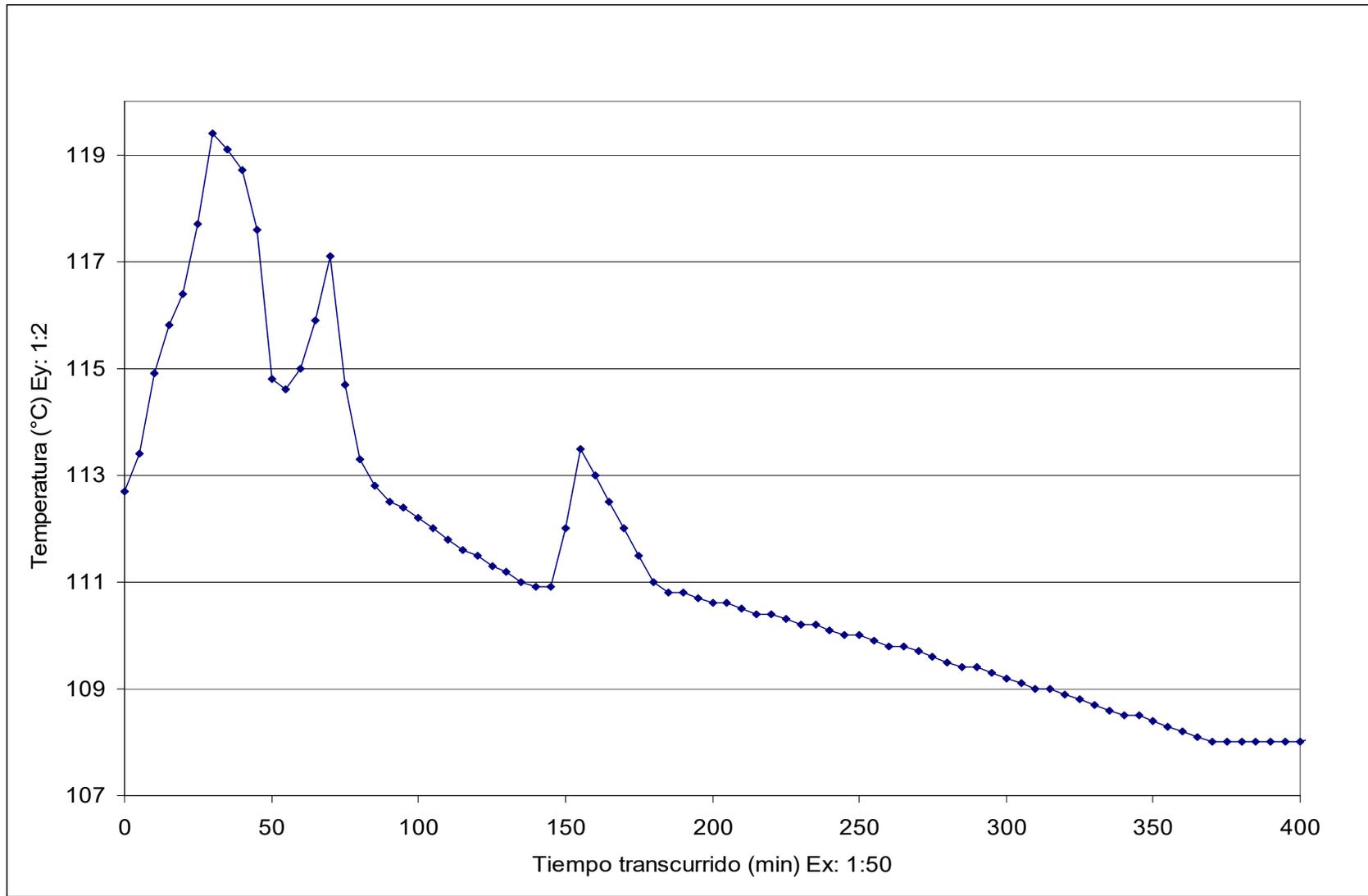
Esta variación demuestra que el calentador, en las condiciones actuales de operación, no tiene la capacidad de elevar la temperatura de la masa de agua hasta el valor propuesto. Esto se justifica numéricamente recordando que al operar con tres y con cuatro peletizadores, el calor transferido por el agua en el sistema completo era prácticamente el mismo, siendo éste el calor que era capaz de compensar la caldera.

De lo anterior se puede decir que es necesario un reajuste en la alimentación de gas y aire al equipo, para aumentar el calor que suministra la caldera. Pero a la vez, hace necesario el uso de un buen controlador de temperatura, para mantener el valor del *set point* de forma apropiada.

La Figura 5.20 muestra un descenso constante de la temperatura durante un periodo de cinco horas, al arrancar la unidad II. En caso de que el calentador opere de forma correcta el paso a alto fuego debe darse justo cuando la temperatura alcanza el valor del *set point* menos el delta permitido y debe pasar a bajo fuego una vez alcanzado el *set point*. Sin embargo, el calentador operó durante cinco horas en alto fuego. Incluso sin conocerse el punto de operación, esto es indicio de un funcionamiento inadecuado; ya que nunca alcanzó el valor establecido y permaneció en



**Figura 5.19 Comportamiento de la temperatura del agua de calentamiento a la salida de la caldera al incrementar el *set point* del controlador de temperatura con solo la unidad I en operación**



**Figura 5.20 Comportamiento de la temperatura del agua de calentamiento a la salida de la caldera al incrementar el *set point* del controlador de temperatura luego del arranque de la unidad II**

alto fuego, sin ser capaz de llevar la temperatura del agua hasta el valor deseado, inclusive permitió el descenso de ésta.

Es importante hacer énfasis en el hecho de que durante la mayor parte del tiempo la caldera opera de forma inapropiada, ya que no se produce el paso de alto a bajo fuego. Esto puede apreciarse en la Figura 5.21 durante la operación con tres y cuatro peletizadores, donde no se aprecian oscilaciones que demuestren la modulación del quemador.

El hecho de que la caída de temperatura sea de tan solo 1 °C durante dos horas indica que no puede haber estado en bajo fuego, dado que la temperatura hubiese caído fuertemente. Puede decirse que el equipo no es capaz de reponer todo el calor transferido en el sistema, por lo tanto a pesar de que se encuentra constantemente en alto fuego la temperatura decae ligeramente.

Durante la operación con 4 peletizadores se observa una temperatura prácticamente constante durante un período de dos horas. Al igual que en el caso anterior esto es indicio de una mala operación. Claramente indica que no hay un paso de alto a bajo fuego, puesto que el valor de la temperatura es constante. Al tenerse un valor de temperatura muy por debajo del observado en la Figura 5.19, indica que en las condiciones actuales la capacidad de la caldera no es suficiente para reponer el calor transferido en los cuatro peletizadores.

No obstante antes de concluir respecto a la capacidad de la caldera se realizó un mantenimiento de sus componentes para verificar su correcto funcionamiento.

Entre los elementos que conforman el sistema de control de la caldera se consiguió que algunos de ellos presentaron fallas en su funcionamiento, lo cual podría explicar el comportamiento indebido del equipo. Los elementos cuyas fallas se pudieron determinar y corregir fueron el dámper, el varillaje y el cableado.

En el caso del dámper, éste no era capaz de completar el ciclo, por lo tanto la ventanilla de paso de aire podía no abrir y cerrar de forma correcta en el momento indicado por el controlador, afectando el paso de alto a bajo fuego.

El varillaje presentó cierta dificultad para ser manipulado manualmente al revisarlo, lo cual puede deberse a falta de lubricación o a una acumulación de partículas de negro de humo por falta de limpieza. Debido a la dificultad para mover el varillaje, es

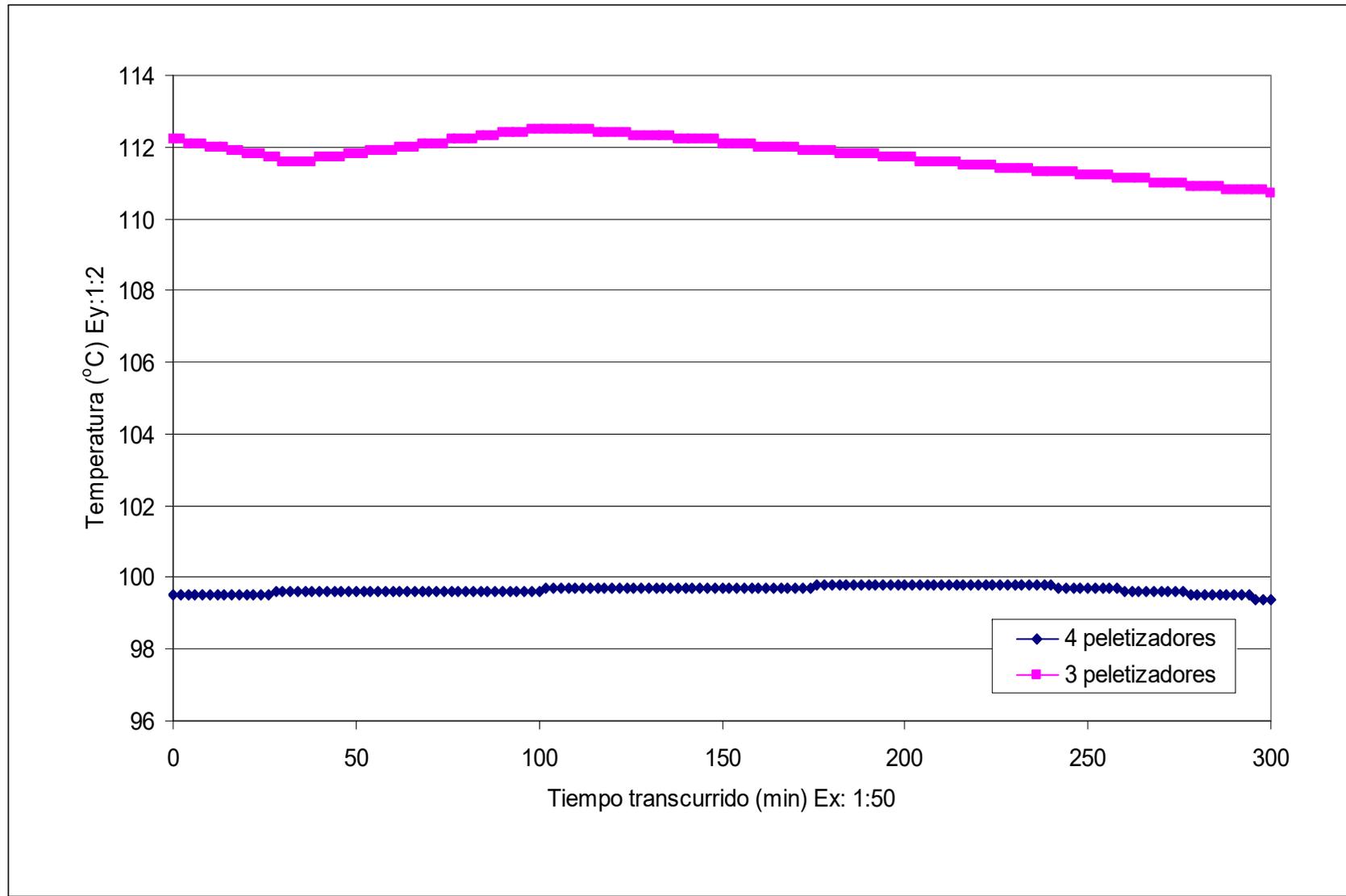


Figura 5.21 Temperatura del agua a la salida de la caldera durante la operación con tres y cuatro peletizadores

posible que la fuerza que aplica el sistema sea insuficiente para abrir completamente la entrada de aire. De ser así, la cantidad de aire que se alimenta a la caldera puede no ser la apropiada para la cantidad de gas alimentado, disminuyendo la eficiencia, haciendo que el calor suministrado sea insuficiente para elevar la temperatura de la masa de agua que se emplea en el sistema hasta el valor deseado.

En el caso del cableado, éste presentó discrepancias con respecto al diseño original. Se realizó una revisión de las conexiones y cableado comparándolas con el plano original del equipo, consiguiéndose diferencias entre las conexiones. Se desconoce de qué forma afecta dichas diferencias al funcionamiento del calentador de agua, sin embargo esto podría influir sobre el comportamiento errático del control.

Aparte de las fallas conseguidas y corregidas, se determinó que el flujo de gas que se alimenta al quemador está 2,35 inH<sub>2</sub>O por encima del valor recomendado por el fabricante (9,3 inH<sub>2</sub>O), por lo que se genera inclusive más calor del que debería. A pesar de esto, es insuficiente para elevar la temperatura del agua hasta el valor deseado con cuatro peletizadores en operación.

Luego de los arreglos realizados, se logró mejorar el funcionamiento de la caldera permitiendo calentar el agua hasta aproximadamente 107 °C. Sin embargo, este valor sigue estando por debajo del valor planteado como *set point*.

El personal de Técnicas de Calderas, C.A., utiliza quemadores de 60 hp para las calderas de 50 hp, por lo tanto es posible realizar un incremento en la presión del gas alimentado y disminuir la eficiencia del equipo, para lograr un mayor calentamiento.

En ajustes posteriores realizados al calentador, se incremento la abertura tanto de la ventanilla de aire como de la válvula de paso de gas. Esto permite obtener una llama de mayor tamaño que genera más calor. Luego de esta modificación el equipo calienta el agua hasta una temperatura de aproximadamente 113 °C.

Una vez solucionado el problema de la capacidad de la caldera, se debe implementar un lazo de control que permita controlar adecuadamente la temperatura del agua. Debido a la inexactitud del controlador actual, la propuesta más lógica es el cambio del sistema de control de temperatura de la caldera, de forma de equiparla con equipos más modernos, para satisfacer las necesidades de control del sistema y

mantener la temperatura necesaria, manteniendo el diseño del lazo, ya que éste es adecuado.

El cambio propuesto requiere del reemplazo del controlador de operación, y los switches de alarma de alta temperatura y alarma de temperatura alta-alta, por equipos digitales, y la ubicación de termopozos y termocuplas tipo J para ellos. Los datos técnicos del controlador se encuentran en la Figura C.7, mientras que para los conjuntos termopozo/termocupla se encuentran en la Figura C.8.

La Figura 5.22 muestra el diagrama de instrumentación y tuberías del sistema de control de temperatura propuesto para el calentador de agua. Toda la operación de la caldera recae en el controlador de llama (BC-01). TIC-01 es el control de operación, mientras que TSH-02 y TSHH-03 dan la señal de alarma por alta temperatura y apagan el equipo en caso de ser necesario. El dámper (FCV-03), que permite la entrada de aire, está acoplado mediante elementos mecánicos a la válvula de alimentación de gas (V-01), de forma que ambas abren y cierran simultáneamente.

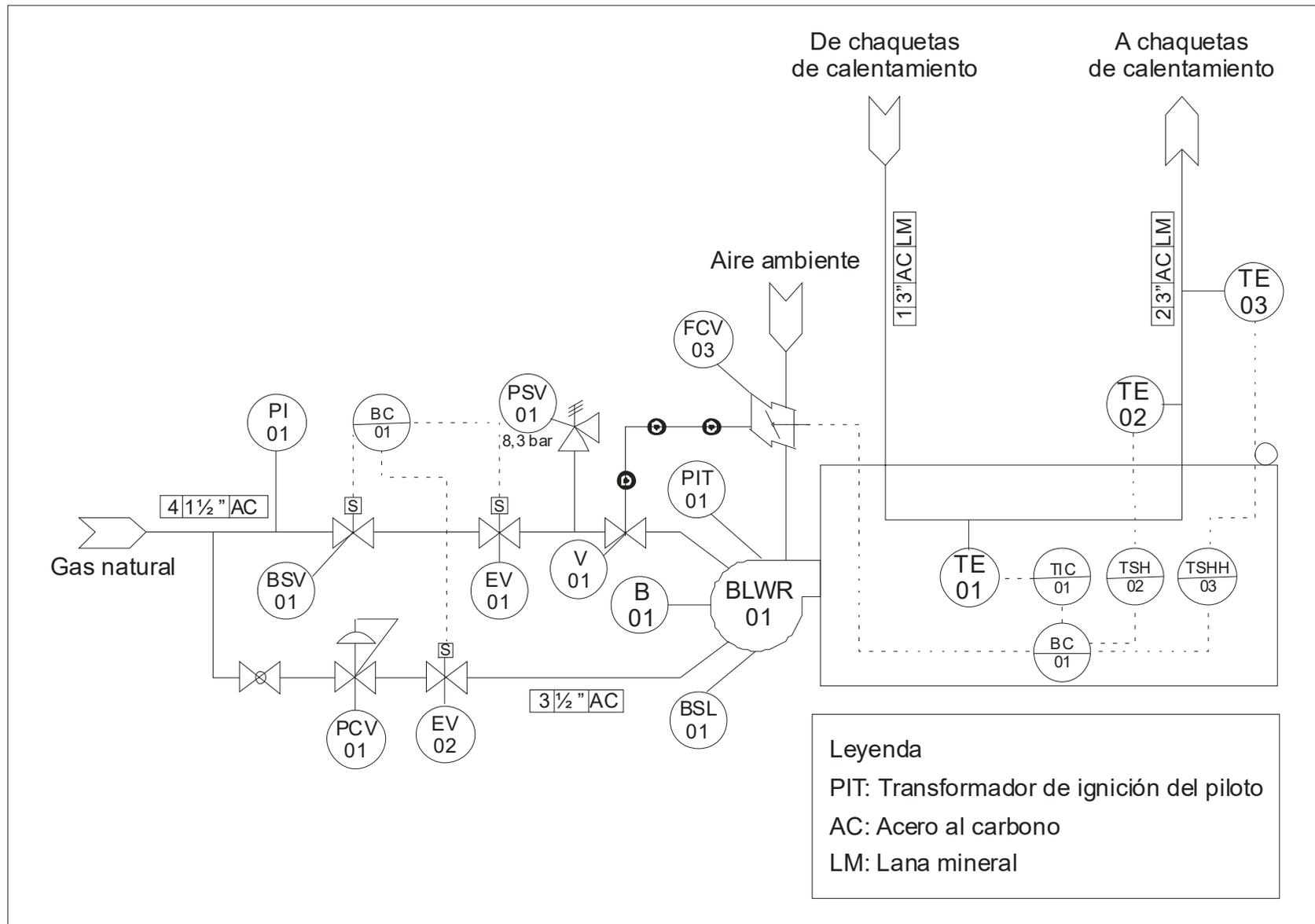


Figura 5.22 Diagrama de tuberías e instrumentación del sistema de control de temperatura del calentador de agua



## **CAPÍTULO VI. EVALUACIÓN ECONÓMICA DE LAS PROPUESTAS PLANTEADAS.**

*A continuación se presentan los costos y los beneficios asociados a las propuestas presentadas para la mejora del sistema de calentamiento.*

Las evaluaciones económicas se realizan bajo un horizonte de planeación en el cual los inversionistas esperan percibir ganancias del proyecto. El tiempo de estudio para la implantación de estas propuestas es de 5 años, debido a que la empresa emplea dicho período para sus estudios de rentabilidad.

La evaluación económica que se realiza en este caso, por tratarse de un proyecto de mejora de una planta existente, sólo considera la diferencia que existe en el aspecto económico actual y futuro de la planta. Es decir, todos los ingresos y egresos del estudio económico serán la diferencia entre lo actual y lo que existirá en caso de llevarse a cabo el proyecto.

La producción anual se mantendrá constante a lo largo del horizonte de planeación, ya que su incremento no afecta los resultados del estudio, puesto que se estima que el número de fallas permanecerá constante sin importar la producción.

### **6.1 INVERSIÓN INICIAL**

Es el conjunto de inversiones necesarias al inicio del proyecto para la puesta en marcha del proyecto. Está conformado por el capital fijo y el capital de trabajo.

#### **6.1.1 Capital Fijo**

Comprende aquella fracción inicial destinada a la compra de los activos fijos tangibles e intangibles. Para su cálculo se emplea la siguiente ecuación (Baca, 2003):

$$CF = AFT + AFI \quad (6.1)$$

Donde:

CF: Capital fijo (\$)

AFT: Activos fijos tangibles (\$)

AFI: Activos fijos intangibles (\$)

### 6.1.1.1 Activos fijos tangibles

Son todos aquellos bienes de naturaleza material, tales como: equipos, maquinaria, vehículos, construcciones, terrenos y todos aquellos bienes materiales sujetos a sufrir deterioro por su uso, desuso, destrucción, etc. Para el caso en estudio sólo aplica la adquisición de equipos e instrumentos nuevos, debido a que éstos sustituirían equipos ubicados dentro de instalaciones existentes.

Las bombas propuestas para el sistema no se encuentran actualmente en el mercado. El proveedor, Venebombas, C.A., recomienda el uso de una bomba centrífuga marca bombagua modelo CL 2-169-7,5T la cual sustituye a la ETABLOC 50-150-752 tanto hidráulica como dimensionalmente, tal como se muestra en la Figura C.6.

La Figura 6.1 muestra el punto de operación del sistema empleando las curvas características suministradas por el proveedor. La diferencia en el caudal del sistema es un incremento de unos 5 gpm aproximadamente, valor que no representa un alto riesgo para la seguridad de los peletizadores.

La Tabla 6.1 muestra los diversos equipos requeridos, así como sus costos.

TABLA 6.1  
Activos fijos tangibles necesarios para las propuestas de mejora

Equipo	Cantidad	Costo unitario (Bs.)	Costo total (Bs.)	Costo total (\$)*
Bombagua CL 2-169-7,5T	2	2.095.048,67	4.190.097,34	1.948,89
Termocupla/ termopozos	3	387.000,00	1.161.000,00	540,00
Controlador de temperatura	3	760.415,00	2.281.245,00	1.061,04
Tuberías y accesorios	1	2.408.473,00	2.408.473,00	1.120,22
Base de bomba	2	638.385,10	1.276.770,20	593,85
Total	-	-	11.317.585,53	5.263,99

\*Calculado a una tasa de cambio de Bs. 2.150/\$

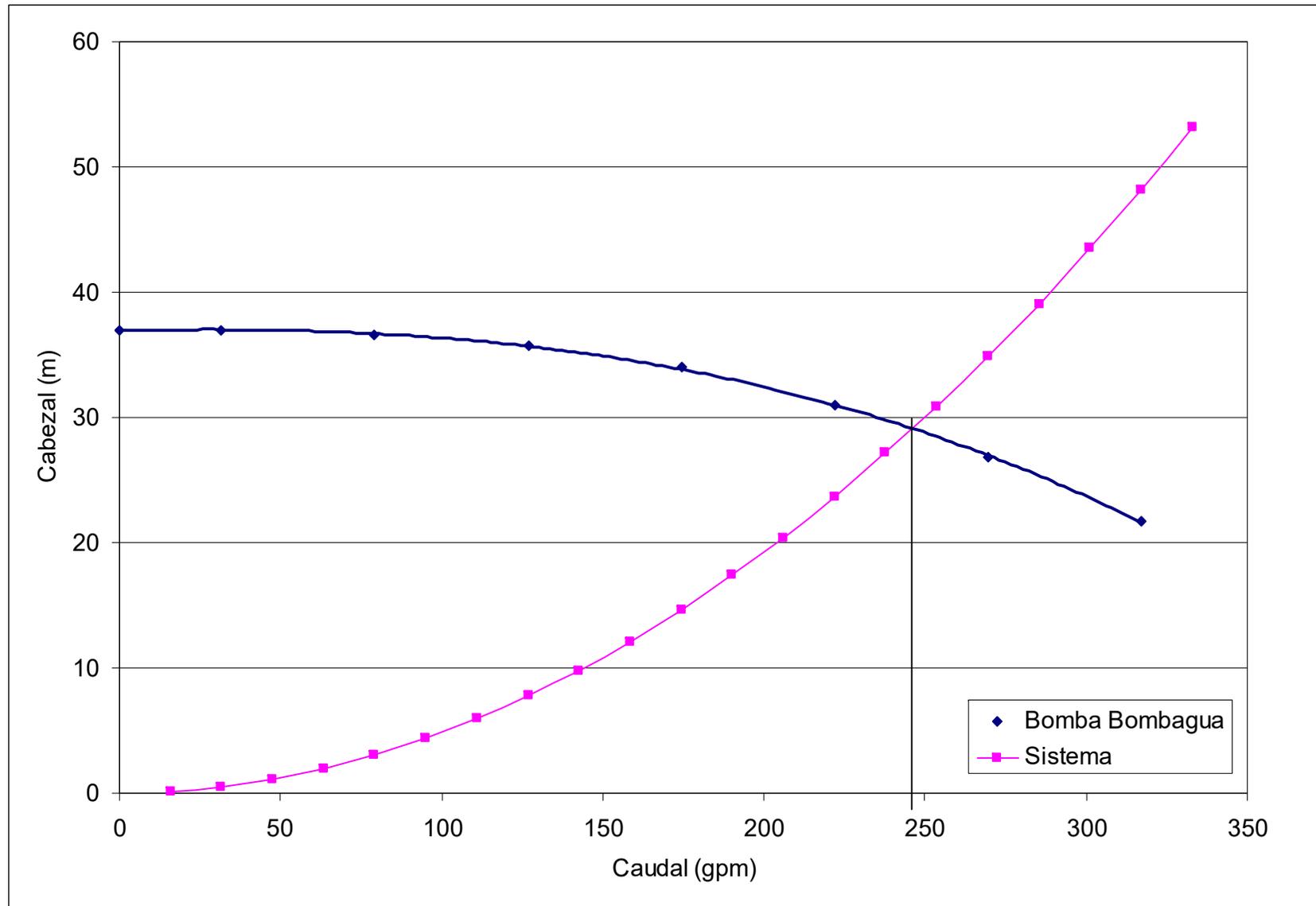


Figura 6.1 Caudal del sistema empleando la bomba recomendada por el proveedor

### 6.1.1.2 Activos fijos intangibles

Son todas aquellas inversiones de naturaleza inmaterial, tales como: patentes, derechos, entrenamiento de personal, mano de obra, imprevistos (destinado a cubrir los gastos impredecibles inherentes a la ejecución del proyecto, equivalentes al 5 % del costo total de equipos), entre otros. En el presente proyecto aplica el caso de los imprevistos y la mano de obra requerida en la instalación de los diversos equipos a sustituir. La Tabla 6.2 muestra los costos asociados a la desinstalación e instalación de las tuberías, accesorios y bombas.

TABLA 6.2

Costo de mano de obra de las actividades requeridas por el proyecto

Equipo/actividad	Cantidad	Costo de instalación unitario (\$)	Costo total de instalación (\$)
Bridas 2" ANSI 150 Ac/c	2	164,00	328,00
Bridas 2 1/2" ANSI 150 Ac/c	2	164,00	328,00
Tubería 2" ASTM A-53 Ac/c	1	90,85	90,85
Tubería 2 1/2" ASTM A-53 Ac/c	1	90,85	90,85
Válvula de retención Almaco 3"	2	63,84	127,68
Desinstalación Tubería de 2"	1	5,92	5,92
Desinstalación Tubería de 2 1/2"	1	9,62	9,62
Conexión motor eléctrico	1	14,88	14,88
Desconexión motor eléctrico	1	3,29	3,29
Instalación bomba	1	176,77	176,77
Desinstalación bomba	1	176,77	176,77
Total			1352,63

Calculando los imprevistos como el 5 % del costo total de equipos se tiene que éste es de \$ 263,20.

Conociendo los activos fijos tangibles e intangibles se obtiene el capital fijo de la inversión inicial. Ésta se encuentra en la Tabla 6.3.

TABLA 6.3

Capital fijo requerido para las propuestas de mejora

AFT (\$)	AFI (\$)	CF (\$)
5.263,99	1.615,83	6.879,82

### 6.1.2 Capital de Trabajo

El capital de trabajo se define como la cantidad de dinero necesario para abrir los requerimientos mínimos de activos circulantes. Es decir, los fondos necesarios para que el proyecto inicie sus operaciones y lo continúe haciendo normalmente hasta tanto se produzcan los primeros ingresos. Generalmente se estima que el capital de trabajo es igual al 15 % del capital fijo. Para el caso en estudio, esto no aplica, debido a que la empresa ya se encuentra en operación, produciendo ingresos.

Debido a lo explicado, la inversión inicial del proyecto será igual al capital fijo.

### 6.2 INGRESO BRUTO

El ingreso bruto representa el resultado de la venta de los bienes elaborados y/o servicios prestados. Para ello se requiere conocer el precio de venta y el volumen vendido anualmente. Sin embargo, para el caso en estudio, viene representado por la diferencia entre las ventas actuales y futuras, tal como se muestra en la siguiente ecuación (Baca, 2003):

$$IB = PV \cdot \Delta Q_p \quad (6.2)$$

Donde:

IB: Ingreso bruto (\$/año)

PV: Precio de venta (\$/ton)

$\Delta Q_p$ : Diferencia en la cantidad de producto vendido (ton)

Para la determinación de ingresos que obtendrá la empresa al aplicar las modificaciones propuestas, se consulta con los operadores la cantidad de producto perdido durante la operación de limpieza, la cual es de aproximadamente 10 kg.

Dado que se conoce la frecuencia relativa de fallas (actual y deseada) según el grado de negro de humo producido, así como un tiempo aproximado durante el cual se

elabora cada grado anualmente, se estima la cantidad anual de producto perdido. Se considera que la frecuencia de limpieza será de una vez cada siete días para cada peletizador, tomando en cuenta que durante la producción de N-330 en la unidad I, opera un solo peletizador.

El producto adicional que alcanza la fase final del proceso genera los ingresos brutos para este proyecto. Los grados que actualmente generan menos fallas de las deseadas se asume que tendrán la misma frecuencia que el resto, sin importar que esto genere pérdidas monetarias extra.

La Tabla 6.4 muestra las pérdidas anuales para cada grado de negro de humo producido, así como el ingreso que representan. El total beneficio de ambas unidades es el ingreso bruto.

TABLA 6.4  
Beneficio obtenido luego de la aplicación del proyecto

Unidad	Grado	Pérdidas actuales (\$/año)	Pérdidas esperadas (\$/año)	Beneficio (\$/año)
UI	N-550	217,30	58,70	158,60
	N-660	734,22	185,27	548,95
	N-330	22,91	42,60	-19,69
	N-539	162,99	114,59	48,40
Total UI	-	1.137,42	401,16	736,26
UII	N-220	361,40	151,33	210,07
	N-234	311,32	84,09	227,23
	N-330	31,50	56,31	-24,81
	N-339	108,08	73,42	34,66
	N-347	0,00	15,55	-15,55
	N-326	255,28	106,46	148,82
Total UII	-	1067,59	487,17	580,42
Total	-	2.205,01	888,33	1.316,68

### 6.3 COSTOS OPERACIONALES

Los costos operacionales o de manufactura son los desembolsos que se requieren para que el proyecto, una vez puesto en marcha, continúe operando normalmente. Entre éstos se encuentran: materia prima y otros materiales, personal, combustible y energía, mantenimiento y repuestos, impuestos (excepto impuesto sobre la renta), alquileres, promoción y publicidad.

El único factor que se considera es modificado con la implementación del proyecto es el consumo energético, ya que el resto de los gastos están contenidos dentro de los costos operacionales actuales de la empresa. Dicha diferencia viene dada por la sustitución de operación de 2 bombas con motores de 7,5 hp por uno solo de la misma potencia. Sin embargo, dado que la planta posee un generador a base de gas para suplir de electricidad a toda la planta, una diferencia tan pequeña no es influyente en el consumo de gas.

### 6.4 IMPUESTO SOBRE LA RENTA

Es el costo en que se incurre por la obtención de beneficios. Se define como la remuneración que percibe el estado y que se deriva de la obligación que tienen las personas naturales y jurídicas de retribuirle un porcentaje de las ganancias. Se determina según se muestra en la Tabla 6.5. (Seniat, s.f.)

Para la determinación del impuesto sobre la renta es necesaria la determinación de la depreciación de equipos, amortización de intangibles e ingresos netos gravables.

TABLA 6.5  
Porcentaje de impuesto sobre la renta

Ingreso (U.T.)	Tarifa (%)	Sustraendo (U.T.)
Hasta 2.000	15	0
De 2.001 a 3.000	22	140
De 3.001 en adelante	34	500

Costo de la unidad tributaria: Bs. 37.632

#### 6.4.1. Depreciación

Es el valor que pierden los bienes materiales con el transcurso del tiempo y su uso. Para su cálculo se emplea el método de la línea recta, según la ecuación 6.3. (Lupín, 1999)

$$\text{Dep} = \frac{C_E - \text{VR}}{\text{VU}} \quad (6.3)$$

Donde:

Dep: Depreciación del equipo (\$/año)

$C_E$ : Costo inicial del equipo (\$)

VR: Valor residual (\$)

VU: Vida útil (año)

Para el tiempo de vida útil, depreciación y valor residual de cada equipo se consultó con el personal de la empresa, aplicándose su criterio para ello.

#### 6.4.2. Valor Residual

El valor residual de un activo es la remuneración obtenida por la venta de éste al final de su vida útil. Para el presente estudio, se considera que los activos tendrán valor residual del 10 % de su costo inicial.

#### 6.4.3 Valor en Libros

El valor en libros de un activo se define como la diferencia entre su valor inicial y la depreciación acumulada hasta un año dado. Se determina de la siguiente forma (Baca, 2003).

$$\text{VL} = C_E - \text{Dep} \cdot \text{AV} \quad (6.4)$$

Donde:

AV: Año del proyecto en que se realiza la venta del activo (año)

La Tabla 6.6 muestra la depreciación, valor residual y valor en libro de los equipos a adquirir.

TABLA 6.6

Depreciación de los equipos adquiridos para el proyecto

Equipo	Costo total (\$)	Valor residual (\$)	Vida útil (año)	Depreciación (\$/año)	Valor en Libros a 5 años (\$)
BOMBAGUA	1948,88	194,89	15	116,93	1364,22
Termocupla/ Termopozos	540,00	54,00	5	97,20	54,00
Controlador	1.061,04	106,10	5	190,99	106,10
Tuberias y accesorios	1.120,22	112,02	15	67,21	784,15
Base de bombas	593,85	59,38	35	15,27	517,49
Total	5.263,99			487,60	2.825,97

**6.4.4. Amortización de Intangibles**

Representa la amortización anual de los activos fijos intangibles. Se determina según la siguiente ecuación (Lupín, 1999).

$$AI = \frac{AFI}{NA} \quad (6.5)$$

Donde:

AI: Amortización de intangibles (\$)

NA: Años del proyecto en estudio (año)

**6.4.5. Ingreso Neto Gravable**

Representan el ingreso neto para la empresa presentado fiscalmente. Se determinan como los ingresos menos los egresos, considerando la amortización de intangibles y la depreciación de los equipos como egresos. (Lupín 1999)

$$ING = IB - Cop - Dep - AI \quad (6.6)$$

Donde:

ING: Ingreso neto gravable (\$)

Cop: Costo de operación (\$)

Como ya fue explicado, para el caso en estudio, los costos de operación no varían con respecto al sistema actual, por lo que se consideran nulos.

Para expresar el ingreso neto gravable en unidades tributarias se emplea la siguiente conversión (Lupín, 1999)

$$\text{INGUT} = \frac{\text{ING} \cdot \text{TC}}{\text{VUT}} \quad (6.7)$$

Donde:

INGUT: ingreso neto gravable (UT)

TC: Tasa de cambio (Bs. 2.150/\$)

VUT: Valor de una unidad tributaria (Bs. 37.632/UT)

Una vez calculado el ingreso neto gravable en unidades de crédito se pasa a calcular el impuesto sobre la renta según la Tabla 6.5. Para el caso en estudio, dado que se calcula la diferencia de ingresos, se asume que la empresa genera suficientes ganancias como para que la diferencia calculada se encuentre en el rango de 34 % de impuestos.

La Tabla 6.7 muestra el impuesto sobre la renta para un año del estudio. Debido a que los ingresos y egresos son los mismos para cada año, el valor del ISR será el mismo todos los años.

## 6.5 FLUJO MONETARIO NETO ANUAL

Representa las ganancias o pérdidas netas anuales que genera el proyecto. Viene dado por la suma algebraica de todo ingreso y egreso real.

$$\text{FM}_j = (\text{CF} + \text{CT} + \text{IB} + \text{ISR} + \text{VL})_j \quad (6.8)$$

Donde:

FM<sub>j</sub>: Flujo monetario neto del j-ésimo año (\$)

TABLA 6.7  
Impuesto sobre la renta

Ingreso bruto (\$)	Depreciación (\$)	Amortización intangibles (\$)	ING (\$)	ING (UT)	ISR (\$)
1316,68	487,60	323,17	505,91	29,00	-172,58

El capital fijo sólo existe en el año cero del proyecto, debido a que es el egreso destinado a la creación del proyecto y el valor en libro existirá sólo para el último año de planeación del proyecto. La Tabla 6.8 muestra el flujo monetario real de cada año.

TABLA 6.8  
Flujo monetario neto para cada año del estudio económico

Año	CF	Ingreso bruto (\$)	ISR (\$)	VL (\$)	Flujo monetario neto (\$)
0	-6.879,82	0	0	0	-6.879,82
1	0	1.316,68	-172,58	0	1.144,10
2	0	1.316,68	-172,58	0	1.144,10
3	0	1.316,68	-172,58	0	1.144,10
4	0	1.316,68	-172,58	0	1.144,10
5	0	1.316,68	-172,58	2.825,97	3.970,07

## 6.6 RENTABILIDAD DEL PROYECTO

Existe una gran cantidad de modelos de análisis de rentabilidad económica que permiten determinar de manera directa y sencilla si un proyecto es rentable o no, basándose en las suposiciones y estimaciones realizadas de ingresos y egresos. En este caso se calculan cuatro: valor actual, equivalente anual, tasa interna de retorno y tiempo de pago.

### 6.6.1 Valor Actual

Este factor de rentabilidad indica si el proyecto produce ganancias respecto a los

intereses bancarios. Si el valor actual de un proyecto resulta mayor a cero, dicho proyecto resulta factible. Se determina mediante el siguiente modelo (Baca, 2003)

$$VA(i) = FM_0 + \sum_{j=1}^{NA} \frac{FM_j}{(1+i)^j} \quad (6.9)$$

Donde:

VA(i): Valor actual a un interés i dado (\$)

i: Tasa mínima de rendimiento (adim)

Para que un proyecto sea considerado rentable para Negroven, S.A., se busca que la tasa mínima de rendimiento sea del 16 %, por lo que se tomará ese valor y no la ofrecida por la banca.

### 6.6.2 Equivalente Anual

Este análisis permite calcular un aproximado de las ganancias o pérdidas anuales que genera un proyecto, de manera promediada. Un equivalente anual positivo indica que el proyecto es económicamente rentable. La ecuación viene dada por: (Baca, 2003)

$$EA = VA \cdot \left(\frac{R}{P}\right)_{i,NA} \quad (6.10)$$

Donde:

EA: Equivalente anual (\$)

$\left(\frac{R}{P}\right)_{i,NA}$  : Factor de recuperación de capital (adim)

El factor de recuperación de capital está relacionado con la tasa mínima de rendimiento y los años de estudio del proyecto. Se determina a partir de la siguiente ecuación:

$$\left(\frac{R}{P}\right)_{i,NA} = \frac{i \cdot (1+i)^{NA}}{(1+i)^{NA} - 1} \quad (6.11)$$

### 6.6.3 Tasa Interna de Retorno

Este indicador permite conocer cuánto debe ser el valor de la tasa de interés

bancaria que iguala las ganancias generadas por el proyecto. Se determina mediante la ecuación 6.9, despejando la tasa mínima de retorno. Para que un proyecto sea rentable, ésta debe ser mayor a la ofrecida por la banca, o como en este caso, el buscado por la empresa.

#### 6.6.4 Tiempo de Pago

Indica el tiempo en que el proyecto genera ganancias iguales al flujo monetario del año inicial. Es decir, indica a partir de qué año se perciben ganancias reales. Se determina mediante el siguiente modelo matemático (Lupín, 1999).

$$B = -FM_0 + \sum FM_j \quad (6.12)$$

Donde:

B: Balance acumulado (\$)

El año para el cual el balance acumulado sea mayor a cero, se considera el tiempo de pago.

En la Tabla 6.9 se presentan los valores de cada uno de los indicadores de rentabilidad económica.

TABLA 6.9  
Indicadores de rentabilidad económica para el proyecto

Valor actual (\$)	Equivalente anual (\$)	TIR (%)	Tiempo de pago (año)
-1.788,23	-546,14	6,22	7

Los indicadores de rentabilidad económica muestran que el cambio de bombas y del sistema de control de temperatura del calentador de agua, no son económicamente factibles. Sin embargo, dado que las pérdidas generadas por el proyecto son pequeñas, se considera más importante para la empresa la estabilidad del proceso que estas pérdidas económicas. Esto debido a que una parada de planta imprevista genera pérdidas monetarias muy altas, siendo esto más grave que las pérdidas por este proyecto. Por ello, se recomienda la aplicación de las propuestas.

## **CAPÍTULO VII. EVALUACIÓN DE LOS CAMBIOS REALIZADOS EN LA UNIDAD I.**

*A continuación se presenta la evaluación técnica del cambio de peletizadores en la Unidad I y los controladores de temperatura del calentador de agua, los cuales fueron llevados a cabo por la empresa durante el desarrollo de la presente investigación.*

### **7.1 EVALUACIÓN TÉRMICA DE LAS CHAQUETAS DE CALENTAMIENTO DE LOS PELETIZADORES DE LA UNIDAD I**

Como se mencionó anteriormente la empresa llevó a cabo un proyecto para adaptar la tecnología de calentamiento de los peletizadores de la unidad II a la unidad I. Para esto se realizó el cambio de los peletizadores por unos con deflectores en espiral en su chaqueta de calentamiento. Sin embargo, la placa a través de la cual se realiza el intercambio térmico es de Hastelloy C-276, el cual posee una menor conductividad térmica que el Hastelloy G-30 (material en planos).

Debido a que la formación de *cake* viene determinada por la transferencia de calor en el peletizador, se espera que el cambio produzca una disminución en su formación. El calor transferido deseado es de aproximadamente 68 kW, valor obtenido para PA-3, el cual presenta menor frecuencia de fallas, incluso menor que la frecuencia deseada (cada 7 días).

Durante la instalación de los nuevos equipos se realizó la corrección de tuberías de alimentación y retorno a las chaquetas de los peletizadores y se reubicaron las termocuplas en la línea de retorno. Con esto ahora se posee el valor de la temperatura del agua a la salida de los cuatro peletizadores. La Figura 7.1 muestra los nuevos equipos ya instalados.

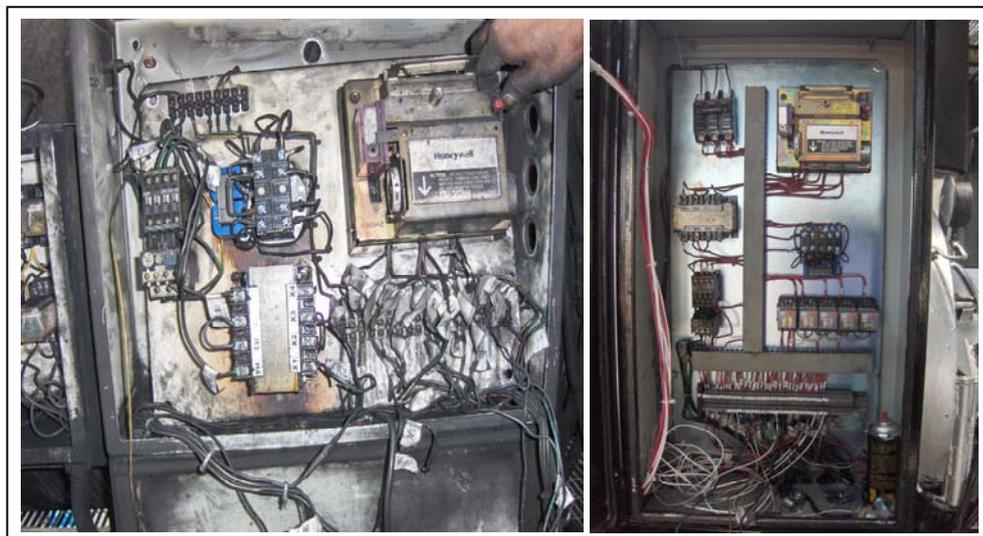
La evaluación debe llevarse a cabo en todos los peletizadores durante la operación con cuatro equipos, debido a que los resultados no pueden compararse con los obtenidos anteriormente. Esto se debe a que se realizaron cambios en la caldera, lo que ocasiona que la temperatura del agua varíe con respecto a los resultados previos.

Las modificaciones realizadas al calentador de agua consisten en una rutina de mantenimiento, realizando cambio y reorganización en todo el sistema de control y cableado; la Figura 7.2 muestra la anterior y nueva organización de la caja de control

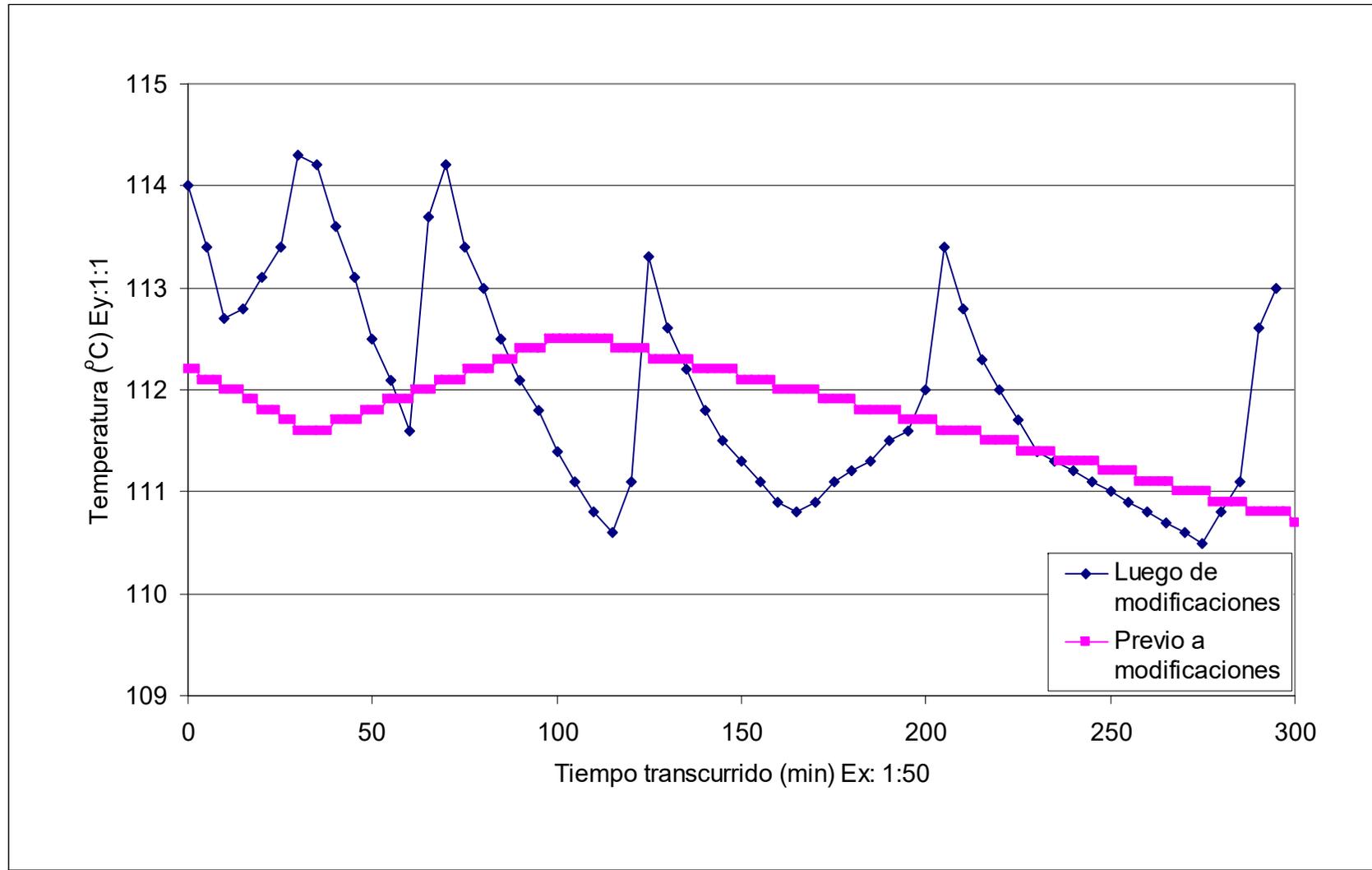
del equipo. Así mismo, se limpió el varillaje el cual se encontraba trabado. Luego de varios ajustes y de un aumento en la abertura máxima de la ventanilla de aire y la válvula de gas, el equipo quedó operando como se muestra en las Figuras 7.3 y 7.4.



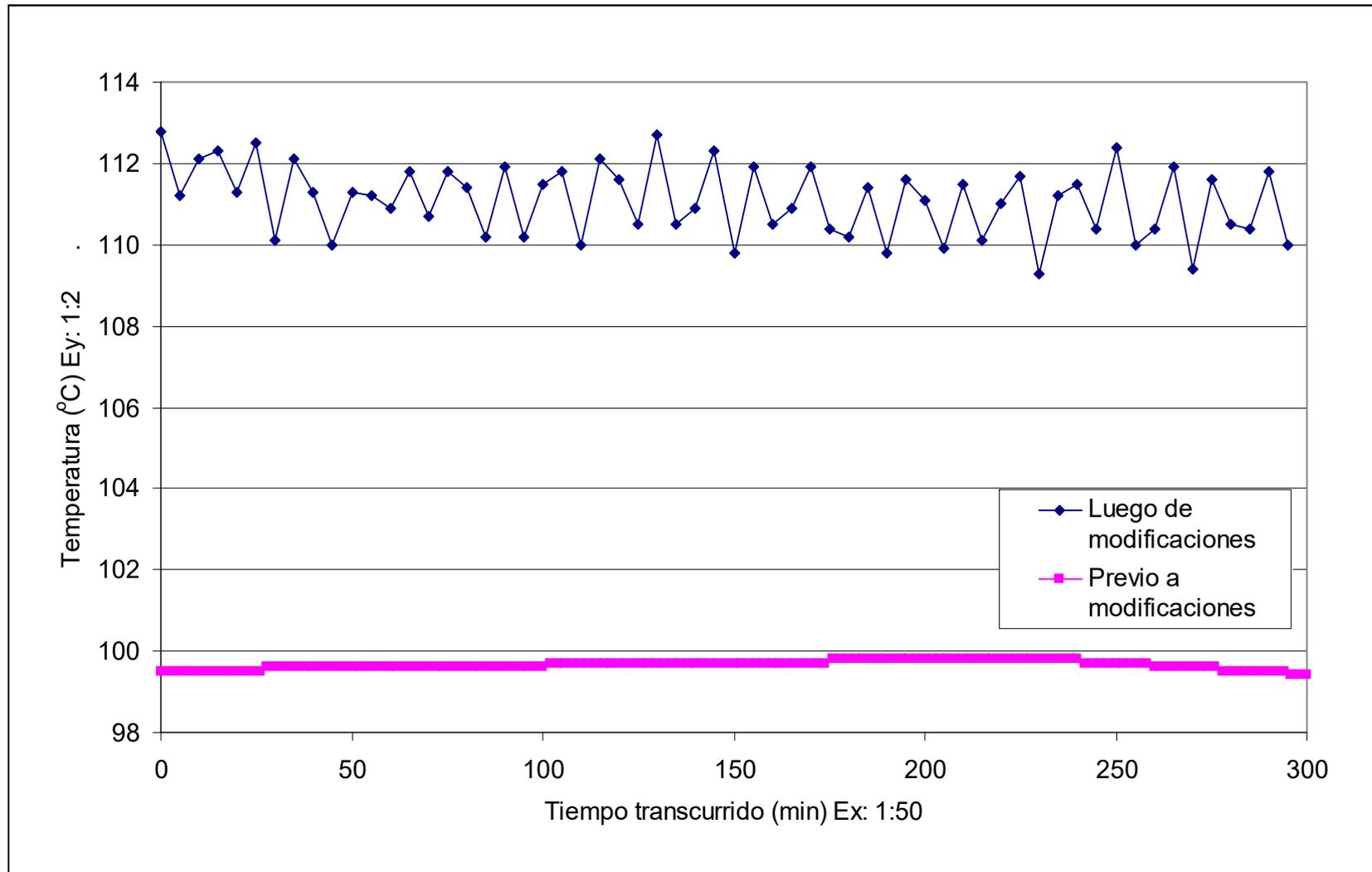
**Figura 7.1 Pelletizadores modificados de la unidad I**



**Figura 7.2 Sistema de control del calentador de agua original y actual**



**Figura 7.3** Temperatura de operación de la caldera al operar con tres peletizadores previo y posterior a los ajustes realizados al equipo



**Figura 7.4** Temperatura de operación de la caldera al operar con cuatro peletizadores previo y posterior a los ajustes realizados al equipo

La Figura 7.3 muestra la operación del equipo antes y después de los ajustes realizados durante el funcionamiento de tres peletizadores. Puede observarse que se alcanzan temperaturas mayores a las anteriores, logrando la modulación del equipo, apreciándose el cambio de temperatura durante el paso de alto a bajo fuego, lo cual no se apreciaba previo a los cambios. Esto indica que los controladores ahora son capaces de trabajar correctamente, y el calentador no opera constantemente en alto fuego.

Durante la operación con cuatro peletizadores también se obtiene una gran diferencia en el funcionamiento del calentador de agua, como se observa en la Figura 7.4, siendo significativo el incremento en la temperatura media de operación. Así mismo, al igual que en el caso anterior, se observa el ciclo de operación del calentador, el cual no se realizaba.

Todo esto indica que el equipo es capaz de alcanzar los valores de temperatura de operación recomendados, sin requerir un cambio en el sistema de control de temperatura. Sin embargo, este cambio permitiría realizar un ajuste más preciso de la temperatura y fijar un valor superior de paso a alto fuego en la caldera, de forma tal que la temperatura del agua descienda en una menor magnitud.

Dado que la transferencia de calor en las chaquetas de los bajantes y las tuberías que van al secador no es significativa, estos no serán evaluados en esta sección.

Las Figuras 7.3 y 7.4 permiten apreciar que no existe gran diferencia entre la temperatura de operación al variar el número de equipos en operación, por lo tanto la evaluación térmica sólo se realiza para la operación con 4 peletizadores, que es la condición que genera mayor cantidad de fallas.

Para la determinación del calor transferido se emplea el método ya mencionado en la sección 5.3. Nuevamente se limpiaron y pintaron todas las tuberías en los puntos de medición.

La determinación del calor transferido en los equipos requiere de la determinación del nuevo flujo, así como su nueva distribución. Para ello se emplea el mismo método utilizado anteriormente. En este caso sólo se determina el coeficiente de pérdidas de energía para los tramos en paralelo de los nuevos peletizadores. Los resultados obtenidos se muestran en la Tabla 7.1.

TABLA 7.1

Coefficiente de pérdidas de energía para los nuevos equipos instalados

Peletizador	Coeficiente de pérdidas $K_i \times 10^{-6} \text{ (m}^{-4}\text{)}$	
	Previo	Actual
PA-1	14,15	11,78
PA-2	9,51	11,78
PA-3	10,83	10,83
PA-4	8,41	8,41

El coeficiente de pérdidas de los peletizadores de la unidad I, como era de esperar, es el mismo para ambos equipos, a pesar de los posibles errores experimentales y de cálculo. Estos resultados permiten afirmar que los valores se encuentran al menos muy cercanos entre sí.

Comparando los resultados entre ambas unidades, se observa un mayor coeficiente de pérdidas para las chaquetas de la unidad I, esto se debe a la distancia entre ambas unidades. Al considerarse las tuberías y accesorios como nuevos, el coeficiente determinado para las chaquetas compensa el error cometido, incrementado su magnitud. Es decir, por encontrarse más lejos la unidad I, ésta presenta una mayor cantidad de accesorios y tuberías cuyo factor de envejecimiento pasa a ser contabilizado como parte de la resistencia de las chaquetas.

Una vez conocidas las pérdidas de los equipos puede determinarse la nueva distribución de flujo, la cual según los resultados no difiere en gran magnitud de la estimada previo al cambio. Los resultados se muestran en la Tabla 7.2.

Puede observarse cómo el flujo actual difiere en sólo 1,8 gpm (0,77 %). El incremento se debe a que los nuevos peletizadores, presentan una resistencia total menor a los peletizadores previos.

La tendencia en la nueva distribución de flujo es muy cercana a la estimada en la sección 5.4 (Tabla 5.16), con la única diferencia presentándose en el bajante y la tubería de la unidad I, los cuales en vez de disminuir levemente su flujo, lo incrementan, pero también en magnitudes pequeñas.

TABLA 7.2

Distribución de flujo del sistema de calentamiento

Unidad	Elemento	Fracción del flujo actual (adim)	Caudal de operación previo (gpm)	Caudal de operación actual (gpm)	Diferencia (gpm)
UI	PA-1	0,4173	38,4	44,9	6,5
	PA-2	0,4173	46,8	44,9	-2,0
	Bajante	0,1161	11,7	12,5	0,8
	Tubería	0,0492	5,0	5,3	0,3
	Unidad	0,4578	101,9	107,5	5,6
UII	PA-3	0,3813	50,0	48,5	-1,5
	PA-4	0,4328	56,7	55,1	-1,6
	Bajante completo	0,1859	24,4	23,7	-0,7
	Unidad	0,5421	131,1	127,3	-3,8
Total		-	233,0	234,8	1,8

Una vez determinado el flujo en las chaquetas de los peletizadores, es posible determinar el calor transferido en ellas, el cual se muestra en la Tabla 7.3.

TABLA 7.3

Calor transferido en los peletizadores durante la operación con cuatro equipos

Peletizador	Calor transferido (kW)	Incremento del calor transferido (%)
PA-1	72,972	57,84
PA-2	61,732	25,14
PA-3	88,433	28,92
PA-4	68,449	24,24

Todos los peletizadores, con excepción de PA-2 alcanzan una transferencia de calor mayor o igual a los 68 kW recomendados. Por lo tanto se espera que la formación

de *cake* se vea reducida en todos los casos, pero PA-2 presentará más fallas que el resto de los equipos.

En la unidad I PA-1 presenta mayor transferencia de calor que PA-4 (Hastelloy G-30) a pesar de que el metal presenta una menor transferencia de calor. Sin embargo, el tiempo de operación de los equipos es un factor de gran influencia en este caso, ya que PA-4 presenta mayor resistencia a la transferencia de calor debido a que las capas de negro de humo adheridas a su pared poseen mayor espesor.

La baja transferencia de calor en PA-2 puede deberse a la constante formación de *cake* en dicho equipo, lo cual aumenta la capa de negro de humo húmedo, dificultando la transferencia de calor. Las fallas en este equipo sólo pueden deberse a causas externas al sistema de calentamiento, tales como fugas de agua en el bajante o la alta rugosidad que presenta éste debido a las constantes reparaciones y soldaduras a las que ha sido sometido.

Una vez más el equipo que presenta una mayor transferencia de calor es el elaborado en acero inoxidable 316L.

La Tabla 7.4 muestra la frecuencia de limpieza de los peletizadores luego de la implementación de los cambios. Debe tomarse en cuenta que el corto periodo disponible para la recolección de datos puede afectar los resultados de una forma impredecible. Además de esto, no se posee información del comportamiento del sistema durante la elaboración de los diez grados producidos en la empresa.

Al comparar los resultados obtenidos en la Tabla 7.4 con los de la Tabla 5.5, que muestra datos para el periodo del 1° de marzo al 4 de junio 2007, se observa que la frecuencia de fallas relativas en la unidad II permanece invariable, mientras que en la unidad I se incrementan en 0,18 fallas por día.

Es importante mencionar que se ha mantenido la rutina de limpieza preventiva de los peletizadores, por lo que cierto número de limpiezas no obedecen a fallas por formación de *cake*.

Manteniendo la tendencia usual, durante la operación de tres peletizadores la frecuencia de limpieza es nula en ambas unidades. En este caso, debido al corto tiempo de operación en esta condición, los resultados no pueden considerarse concluyentes.

TABLA 7.4

Frecuencia de limpieza de los peletizadores según al número de éstos operando desde el 11 de septiembre al 25 de octubre de 2007

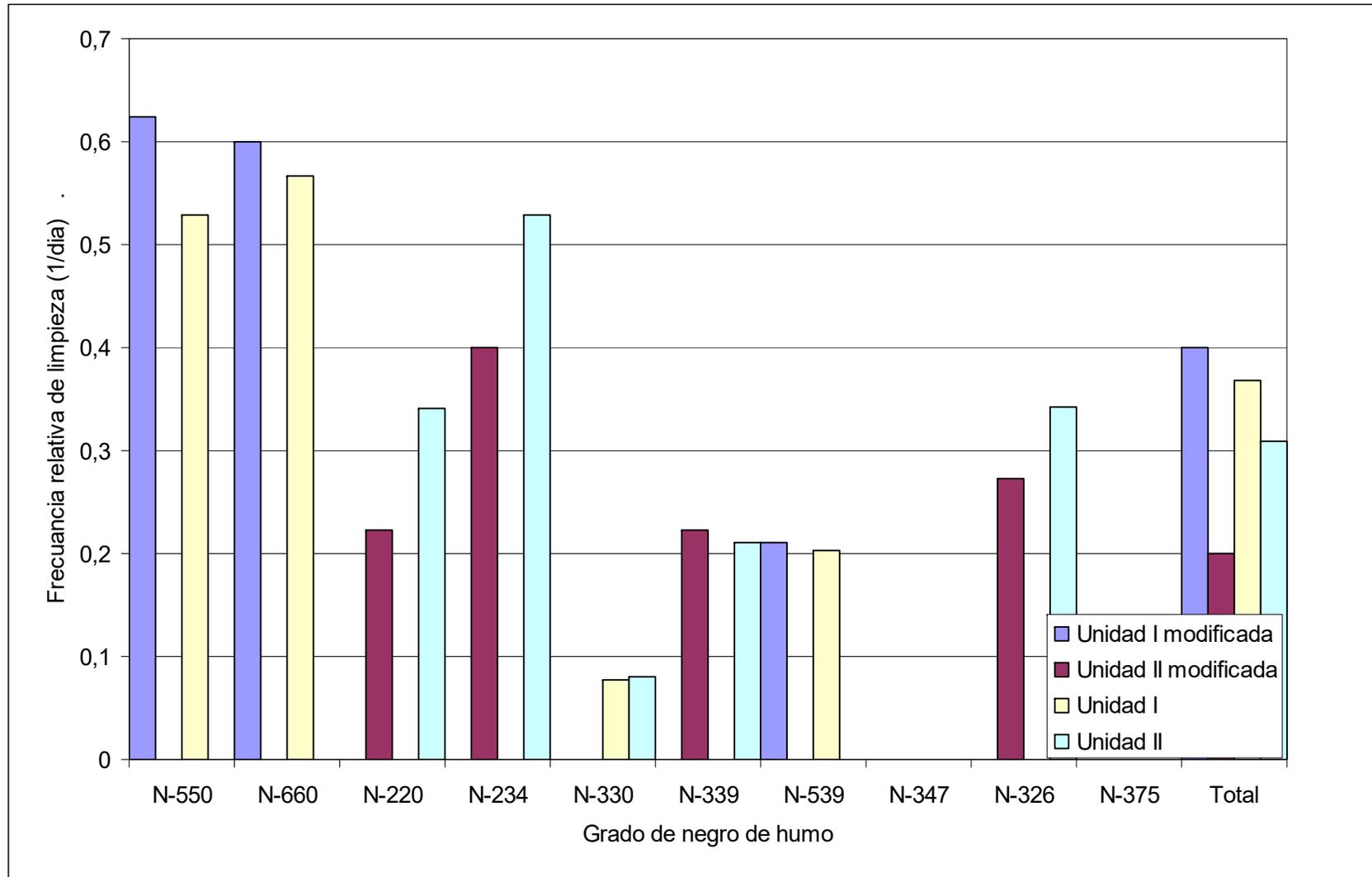
Peletizador	3 operando		4 operando	
	Total (adim)	Relativa (día <sup>-1</sup> )	Total (adim)	Relativa (día <sup>-1</sup> )
PA-1	0	0	21	0,512
PA-2	0	0	19	0,463
PA-3	0	0	4	0,098
PA-4	0	0	12	0,293
Total	0	0	56	1,366

Una vez más PA-3 cumple con la meta planteada de una limpieza cada siete días. Debido a las características de la unidad I es de esperar que los peletizadores presenten una mayor frecuencia de fallas respecto a la unidad II, sin embargo no era de esperarse un incremento luego del reemplazo de los equipos.

La unidad I es la que presenta mayor frecuencia de limpieza. Esto se debe a que durante el periodo evaluado se produjeron grados que requieren de un alto grado de calidad y cuyas condiciones de operación son difíciles de alcanzar, por lo tanto se realizó limpieza preventiva frecuente (aproximadamente cada dos turnos) en los peletizadores, arrojando la alta frecuencia observada.

Los resultados de la evaluación realizada al sistema de calentamiento indicaban que un aumento en la temperatura del agua reduciría el número de fallas de los peletizadores por formación de *cake*. Sin embargo, los resultados no muestran ninguna mejora. Esto se debe al corto período en estudio y a la influencia que tienen sobre los resultados las limpiezas realizadas por prevención en lugar de por corrección.

La Figura 7.5 muestra las fallas relativas para cada grado producido desde el 11 de septiembre al 25 de octubre de 2007 en comparación con los datos registrados para el período del 1° de marzo al 4 de junio.



**Figura 7.5 Comparación de la frecuencia de fallas según el grado luego de la modificación y durante el periodo del 1° de marzo al 4 de junio de 2007**

La figura muestra que en términos generales hay una disminución en la frecuencia de limpieza de los peletizadores de la unidad II, con excepción del N-339, lo cual se debe al corto período de producción del mismo. Esto indica que el aumento de temperatura de operación de la caldera disminuye la tendencia de formación de *cake* en la unidad II.

En cuanto a la unidad I, para todos los grados, se observa un ligero incremento en la frecuencia diaria de limpieza. A pesar de haberse adaptado la tecnología de la chaqueta de calentamiento a un modelo que mejora la transferencia de calor, y de haberse obtenido un incremento notable en la misma, la frecuencia de limpieza de los equipos es mayor.

Debe tomarse en cuenta lo mencionado previamente acerca de las condiciones de operación para los grados producidos en la unidad I, durante el tiempo en estudio. Esto conlleva al registro de limpiezas preventivas, las cuales alteran los resultados mostrados. Sin embargo, los operadores indican que la necesidad de realizar mantenimiento correctivo ha disminuido en gran medida para dicha unidad, ya que gran número de veces durante la limpieza preventiva, se encontraba poca acumulación de negro de humo.

El incremento en la transferencia de calor, a pesar de no mostrarse en los datos recolectados para la unidad I, las consultas con los operadores indican que ha logrado disminuido la frecuencia de formación de *cake* en ambas unidades.

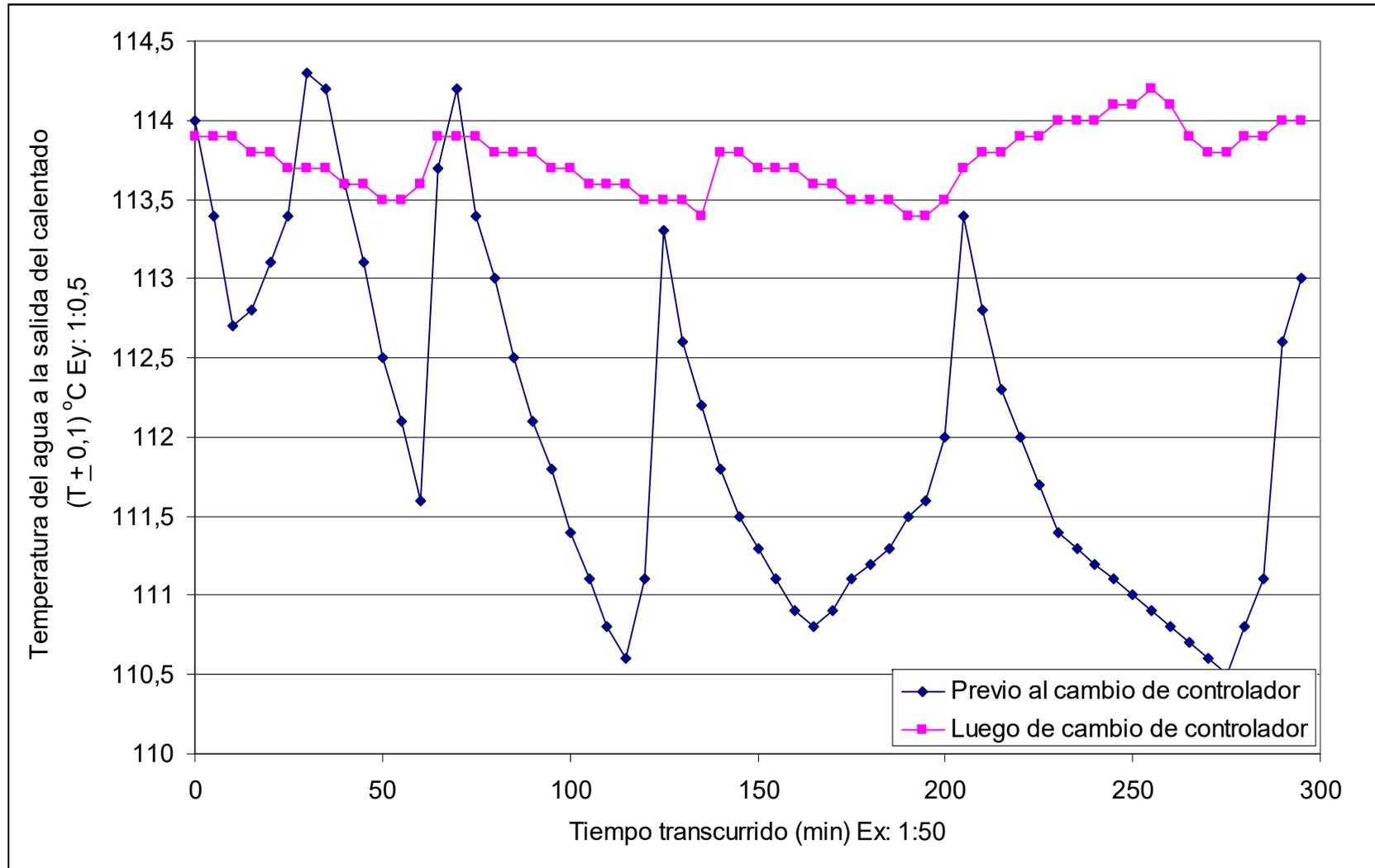
## **7.2 EVALUACIÓN DEL CAMBIO EN LOS CONTROLADORES DE TEMPERATURA DEL CALENTADOR DE AGUA**

El mantenimiento y los ajustes realizados al calentador de agua permitieron aumentar su temperatura de operación hasta el valor deseado, sin embargo el *set point* continuaba siendo un valor desconocido para los operarios y mantenía una oscilación de gran amplitud.

El cambio de los controladores permitió conocer el valor de la temperatura de operación de la caldera, así como fijar un valor de alarma alta-alta lo más cercano posible al límite de formación de vapor. Además de esto, modernizó el calentador.

La Figura 7.6 muestra la temperatura del agua a la salida del calentador en un periodo de 5 horas de operación luego del cambio de los controladores. Los *set point* se fijaron en 114 °C para operación, 135 °C para alarma de alta y 135 °C para alarma de alta-alta, sin embargo se recomienda fijar una temperatura de alarma de 125 °C para prevenir la posible formación de vapor. Es evidente que los nuevos controladores mantienen la temperatura lo más cercana posible al *set point* fijado, lo cual es uno de los objetivos de la propuesta planteada, ya que de esta forma pueden fijarse valores altos con la certeza de que, bajo condiciones normales de operación, la temperatura no alcanzará valores que pongan en riesgo la seguridad del sistema debido a la formación de burbujas de vapor.

Claro está que la actualización del equipo le brinda un valor agregado, además el display digital del controlador permite al operador observar el punto de operación fijado y manipularlo fácilmente. Con esto, se cumplen todos los objetivos buscados con la implantación de los nuevos controladores de temperatura para el calentador de agua.



**Figura 7.6 Comportamiento en el tiempo de la temperatura de salida del agua del calentador luego del cambio de los controladores de temperatura**

## CONCLUSIONES

1. Las variables influyentes sobre el sistema de calentamiento son el diseño de la chaqueta de los peletizadores y el número de éstos en operación.
2. Las chaquetas de los bajantes y la tubería que entra al secador generan una pérdida de energía del fluido muy elevada, alrededor de 34 m.
3. El sistema actual obliga a las chaquetas de los peletizadores a operar a una presión de hasta 12 psig superior a la máxima de diseño.
4. La transferencia de calor efectiva para evitar la formación de *cake* se lleva a cabo en el peletizador.
5. La chaqueta de PA-3, elaborada con SS 316L, produce la mejor transferencia de calor.
6. El diseño de las chaquetas de la unidad II permite obtener una transferencia de calor más eficiente que el de la unidad I.
7. El cambio de los peletizadores de la unidad I no afecta de forma apreciable la distribución actual de flujo.
8. Dos bombas ETABLOC 50-160/752 satisfacen los requerimientos del sistema sin poner en riesgo la seguridad de las chaquetas de los peletizadores.
9. La opción de mejora que mejor satisface los requerimientos del proceso es el cambio de las bombas existentes por dos ETABLOC 50-160/752.
10. El sistema no requiere de ningún sistema de control adicional al control de temperatura del calentador de agua.
11. El cambio de los controladores de temperatura del calentador de agua permite fijar un *set point* cercano a la temperatura de formación de vapor sin arriesgar el proceso.
12. El proyecto para el cambio de los controladores de temperatura de la caldera y el cambio de las bombas no es económicamente factible.
13. El nuevo diseño de las chaquetas de los peletizadores de la unidad I incrementa su transferencia de calor en un promedio de 34 %.
14. El cambio en las chaquetas de los peletizadores de la unidad I redujo el número de limpiezas por formación de *cake*.

## RECOMENDACIONES

1. Reubicar las tuberías y mangueras de alimentación y retorno de agua de calentamiento del bajante en la unidad I, ya que se encuentran invertidas.
2. Verificar, según el tiempo de vida de PA-3, la posibilidad de construir la carcasa de los peletizadores con SS 316L.
3. Realizar la prueba hidrostática de la chaqueta de los peletizadores a una presión superior a los 27 psig de operación.
4. Rediseñar la chaqueta de los bajantes, ya que su transferencia de calor no es importante, pero la resistencia al flujo que aporta al sistema es elevado.
5. Mantener la temperatura de operación de la caldera en aproximadamente 113 °C durante la operación con 4 peletizadores.
6. Colocar un medidor de flujo en la línea de alimentación de gas a la caldera, de forma de poder monitorear su consumo, facilitar su evaluación y detectar a tiempo posibles fallas.
7. Enviar la señal del transmisor de presión conectado a la placa orificio a la sala de control, lo cual ayudaría a detectar posibles fallas en el sistema de bombeo o fugas en el sistema.
8. Al final de la vida útil del calentador, reemplazarlo por un equipo de al menos 20 % más capacidad de calentamiento.

## REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ACEVEDO, H. (1999) ***Evaluación hidráulica de la red de distribución de agua de enfriamiento en los compresores de aire de una unidad de planta eléctrica.*** Trabajo especial de grado no publicado. Universidad de Carabobo. Venezuela.
- ANDERSEN, L; CLUMP, C; FOUST, A; MAUS, L; WENZEL, L. (1989). ***Principios de operaciones unitarias.*** (Segunda edición) Editorial Continental. México.
- BACA, G. (2003) ***Fundamentos de ingeniería económica.*** (Tercera edición) McGraw Hill. México.
- BEAVER, B; BEAVER, B; MENDENHALL, W. (2002) ***Introducción a la probabilidad y estadística.*** Editorial Thomson. México.
- BEJAN, A; KRAUSS A. (2003) ***Heat transfer handbook.*** Editorial Wiley. Estados Unidos de América.
- BIRD, R; STEWART, W; LIGHTFOOT: E (1975) ***Fenómenos de transporte.*** Editorial Reverte. España.
- BRANAN, C. (2000) ***Soluciones prácticas para el ingeniero químico.*** Mc Grawll Hill. México.
- CORRIPIO, A; SMITH, C. (2004) ***Control automático de procesos.*** Limusa. México.
- FLIR SYSTEM (2005). ***Emissivity tables.*** Publicación 1558016 Rev.a94. Estados Unidos de América.
- INCROPERA, F; De WITT, D. (1999) ***Fundamentos de transferencia de calor.*** (Cuarta edición) Prentice Hall. México.
- LLANOS, D; PÉREZ, C. (2005) ***Evaluación de la factibilidad técnico económica de la inserción de una etapa de presecado en una planta de negro de humo utilizando la tecnología de lecho fluidizado.*** Trabajo especial de grado no publicado. Universidad de Carabobo. Venezuela.
- McCABE, W; SMITH, J; HARRIOT; P. (2003) ***Operaciones unitarias en ingeniería química.*** (Sexta edición) McGraw Hill, México.
- McCABE, W; SMITH, J; HARRIOTT, P. (1991) ***Operaciones unitarias en ingeniería química.*** (Cuarta edición). Mc Graw Hill. México.

- McNAGHTON, K. (1999). **Bombas: selección, uso y mantenimiento**. McGrawll Hill. México.
- MOBLEY, R. (1999) **Root Cause failure analysis**. Editorial Newnes. Estados Unidos de América.
- PEÑA, D.; PEÑA, S. (1997) **Evaluación del sistema de generación de vapor de una planta de alquiler**. Trabajo especial de grado no publicado. Universidad de Carabobo. Venezuela.
- PERRY, R; GREEN, D; MALONEY, J. (1992) **Manual del ingeniero químico**. (Tercera edición) Mc Grawll Hill. México.
- RIVOLTA, R.; REY, E. (2001) **Evaluación del sistema de agua de proceso de una planta de negro de humo**. Trabajo especial de grado no publicado. Universidad de Carabobo. Venezuela.
- SCHMIDT-CLEMENS (s.f.) **Marker ® Alloy 59. Material datasheet**. Kaiserau. Alemania.
- SHIELD, C.(1965). **Calderas. Tipos, características y sus funciones**. Editorial Continental. México.
- STREETER, V; WYLIE, B; BEDFORD, K. (1999) **Mecánica de fluidos**. (Novena edición) Mc Grawll Hill. Colombia.
- TÉCNICA DE CALDERAS, C.A. (s.f.) **Catálogo mantenimiento de calderas**. Grupo Avellan. Venezuela.
- WELTY, J; WICKS, C; WILSON, R. (1991) **Fundamentos de transferencia de momento, calor y masa**. Editorial Limusa, S.A. México.
- BOTERO, M. (2007). **Ecuación de Darcy-Weisbach**. [Página Web en línea]. Colombia. Disponible: <http://fluidos.eia.edu.co/hidraulica/articulos/flujoentuberias/fricc%C3%B3n/darcy.htm>. [Consulta: 2007, mayo 8]
- BRILL, U.; MAST, R; ROMMERSKIRCHEN, I.; SCHAMBACH, L. (1998). **Alloy 31 – A high alloyed ni-Cr-Mo-Stell – properties and applications for the process industry**. [Página Web en línea]. Alemania. Disponible: <http://ctklj.ctl.uni-lj.si/kovine/izvodi/KZT986/mast.pdf>. [Consulta: 2007, junio 14]

- D'ANTONIO, P. (2006) **Maximizing small-boiler efficiency**. [Página Web en línea]. Estados Unidos de América. Disponible: <http://www.hpac.com/GlobalSearch/Article/38703/> [Consulta: 2007, febrero 10]
- DÍAZ, P; FERNÁNDEZ, P. (2001). **Metodología de la investigación: distribución normal**. [Página Web en línea]. España. Disponible: [http://www.fisterra.com/mbe/investiga/distr\\_normal/distr\\_normal.htm#Tabla%201](http://www.fisterra.com/mbe/investiga/distr_normal/distr_normal.htm#Tabla%201). [Consulta: 2007, octubre 5]
- Ferguson metal. (2006). **316 / 316L Stainless Steel** [Página Web en línea]. Estados Unidos de América. Disponible: <http://www.fergusonmetals.com/316-chemical.htm>. [Consulta: 2007, junio 14]
- HARTMAN, T. (2001) **Getting real about low delta T in variable-flow distribution systems - It is time to 'clear the decks' and adopt new thinking**. [Página Web en línea] Estados Unidos. Disponible: <http://www.hpac.com/GlobalSearch/Article/24025/> [Consulta: 2007, febrero 10]
- HAYNES INTERNACIONAL, INC. (1997). **Hastelloy® G-30® Alloy**. [Página Web en línea] Estados Unidos de América. Disponible: [Haynesintl.com/G30site/H2028DPF.htm](http://Haynesintl.com/G30site/H2028DPF.htm) [Consulta: 2007, junio 13]
- HONEYWELL. (2007) **Temperature controller t675A t675B**. Página Web en línea]. Estados Unidos de América. Disponible: [http://customer.honeywell.com/Honeywell/UI/Pages/Catalog/ModeCategory.aspx?catalog=buiding&category=t675A%2CB\\_14642&channelID=%7BO2CD9124-96F3-4A04-8EA7-1777CCCAD5133%7D](http://customer.honeywell.com/Honeywell/UI/Pages/Catalog/ModeCategory.aspx?catalog=buiding&category=t675A%2CB_14642&channelID=%7BO2CD9124-96F3-4A04-8EA7-1777CCCAD5133%7D) [Consulta: 2007, julio 20]
- INSTITUTO TECNOLÓGICO DE CHIHUAHUA (s.f) **Cálculo de tamaño de muestra**. [Página Web en línea]. Disponible: México. <http://www.itchihuahua.edu.mx/academic/industrial/estadistica1/cap01d.html#u01calculartamaniomuestra>. [Consulta: 2007, mayo 8]
- Lenntech. (2007). **Stainless Steel 316L**. [Página Web en línea]. Holanda. Disponible: <http://www.lenntech.com/Stainless-steel-316L.htm>. [Consulta: 2007, junio 14]
- Lesjöfors AB (2002). **Super alloys**. [Página Web en línea]. Suiza. Disponible: <http://www.super-alloys.com/chembasic.htm>. [Consulta: 2007, junio 14]

- LUPÍN, H; PARIN, M; ZURRAGAMURDI, A. (1999) **Ingeniería económica aplicada a la industria pesquera**. [Página Web en línea]. México. Disponible: <http://www.fao.org/DOCREP/003/V84905/V8490SOC.HTM#TopOfpage>. [Consulta: 2007, octubre 5]
- OMEGA (s.f.) **A flow measurement orientation**. [Página Web en línea]. Estados Unidos de América. Disponible: <http://www.omega.com/literature/transactions/volume4/T9904-06-FLOW.html> [Consulta: 2007, mayo 8]
- OMEGA (s.f.) **Differential pressure flowmeters**. [Página Web en línea]. Estados Unidos de América. Disponible: [http://www.omega.com/literature/transactions/volume4/T9904-07-DIFF.html#diff\\_1](http://www.omega.com/literature/transactions/volume4/T9904-07-DIFF.html#diff_1) [Consulta: 2007, mayo 8]
- ROMANYSHYN, G. (2004) **Pumps: making life-cycle design decisions**. [Página Web en línea] Estados Unidos de América. Disponible: <http://www.hpac.com/GlobalSearch/Article/27547/> [Consulta: 2007, febrero 10]
- SANDVIK (2005) **Seamless tube and pipe. Sandvik SAF 2304**. [Página Web en línea]. Estados Unidos de América. Disponible: [www2.sandvik.com/0140/internet/se01598.nsf/print/ECB087B5F918EEDOC12574D00647567?opendocument](http://www2.sandvik.com/0140/internet/se01598.nsf/print/ECB087B5F918EEDOC12574D00647567?opendocument) [Consulta: 2007, junio 26]
- SENIAT (2007). **Valor de la unidad tributaria**. [Página Web en línea]. Venezuela. Disponible: [www.seniat.gov.ve/portal/page?\\_pageid=62,64462&\\_dad=portal&\\_schema=PORTAL](http://www.seniat.gov.ve/portal/page?_pageid=62,64462&_dad=portal&_schema=PORTAL) . [Consulta: 2007, octubre 5]
- SENIAT (s.f.). **Impuesto sobre la renta: determinación y tarifas**. [Página Web en línea] Venezuela. Disponible: [www.seniat.gov.ve/pls/portal/docs/SENIAT\\_CA/02INFORMACION/2.1TRIBUTOS\\_INTERNOS/2.1.2IMPUESTOS\\_NACIONALES/2.1.2.6IMPUESTOS\\_ISLR/ISLR04\\_DET ERMINACION\\_Y\\_TARIFAS.PDF](http://www.seniat.gov.ve/pls/portal/docs/SENIAT_CA/02INFORMACION/2.1TRIBUTOS_INTERNOS/2.1.2IMPUESTOS_NACIONALES/2.1.2.6IMPUESTOS_ISLR/ISLR04_DET ERMINACION_Y_TARIFAS.PDF). [Consulta: 2007, octubre 5]
- THYSSENKRUPP VDM USA, Inc (s.f.). **A new Ni-Cr-Mo alloy 59, UNS N06059, for providing cost-effective/reliable solutions to various maintenance and corrosions problems in naval applications**. [Página Web en línea]. Estado Unidos

de América. Disponible: <http://www.nstcenter.com/docs/PDFs/MR2007/MR2007-32-PaperDCAgarwal.pdf>. [Consulta: 2007, junio 14]

- TRD. (s.f.). ***Presicion and modified balls. Hastelloy balls.*** [Página Web en línea]. Estados Unidos de América. Disponible: [www.trdespecialities.com/hastelloy-bals.asp](http://www.trdespecialities.com/hastelloy-bals.asp). [Consulta: 2007, junio 14]

**APÉNDICE A**  
**TABLAS DE DATOS**

TABLA A.1

Diferencia de presión registrada en la placa orificio según el recorrido de fluido

Chaqueta	Número de bombas (adim)	Diferencia de presión ( $D_{po} \pm 0,01$ ) mbar
Unidad I		
Completa	1	65,67
	2	150,52
Peletizador 1	1	-
	2	50,25
Peletizador 2	1	37,45
	2	68,92
Bajante	1	4,04
	2	5,51
Tubería	1	1,20
	2	0,95
Tubería y Bajante	1	7,09
	2	9,54
Unidad II		
Completa	1	77,89
	2	199,25
Peletizador 3	1	34,46
	2	65,98
Peletizador 4	1	-
	2	81,00
Bajante y Tubería	1	11,94
	2	17,96

TABLA A.2

Temperaturas de pared de tuberías con cuatro peletizadores operando primera toma

Punto	Temperatura (Tp ± 0,1) °C									
Unidad I										
Entrada PA-1	100,7	100,6	100,8	100,8	100,6	100,2	100,2	102,5	103,8	102,3
	100,9	100,4	101,2	101,0	101,0	103,1	102,6	101,1	100,8	100,5
	100,5	103,0	103,2	101,9	102,2	101,0	101,0	103,2	101,3	100,0
Salida PA-1	96,3	96,9	96,6	97,5	96,8	96,6	96,4	98,1	96,9	96,4
	96,1	96,3	96,0	95,8	96,1	95,9	96,0	95,9	96,4	96,3
	97,1	96,1	95,9	98,6	96,1	95,9	96,6	96,3	96,4	96,3
Entrada PA-2	100,1	100,9	100,1	99,4	99,5	100,2	100,5	100,5	100,7	100,6
	100,1	101,0	100,1	100,7	99,4	99,5	100,2	100,5	100,5	100,6
	99,8	100,1	100,4	101,1	99,8	100,5	100,1	100,1	100,4	100,3
Salida PA-2	95,8	95,7	96,1	96,1	95,8	96,1	95,7	95,9	95,9	95,8
	95,9	96,1	95,9	96,1	95,9	95,7	96,0	96,0	96,4	95,8
	96,0	96,1	96,4	96,3	95,7	95,8	96,0	95,9	95,9	95,8
Entrada Baj. 1	98,9	99,2	99,0	98,0	98,2	98,4	97,9	98,4	98,6	98,4
	98,4	98,5	98,7	98,3	98,4	98,2	98,3	98,1	98,2	98,3
	98,5	98,2	98,4	98,4	98,4	98,2	98,7	98,4	98,5	98,7
Salida Baj. 1	97,8	97,9	98,4	97,9	97,7	97,5	98,0	97,6	98,0	97,8
	97,6	98,0	98,1	98,0	98,1	98,4	98,5	98,2	98,1	98,1
	98,5	98,5	98,7	98,1	98,1	98,9	98,4	98,2	98,5	98,2
Entrada Baj. 2	99,3	99,8	99,3	99,3	98,9	99,4	99,3	99,2	99,3	99,3
	99,4	99,4	99,6	99,1	99,4	99,0	99,1	99,4	99,2	99,2
	98,4	99,0	98,9	99,0	99,0	99,3	99,1	99,4	99,0	99,1
Salida Baj. 2	98,2	98,5	97,8	97,8	97,9	98,0	98,1	98,7	98,2	98,0
	98,1	98,1	97,9	97,9	97,8	98,3	98,2	97,6	98,2	98,5
	98,2	97,2	98,7	98,2	97,5	98,2	98,3	98,6	98,1	98,5

TABLA A.2

Temperaturas de pared de tuberías con cuatro peletizadores operando primera toma  
(Continuación)

Punto	Temperatura (Tp ± 0,1) °C									
Unidad I										
Entrada Tubo	100,3	99,0	99,4	99,0	99,7	99,6	100,1	100,1	99,3	99,3
	100,0	100,1	98,4	99,4	99,5	99,4	99,3	99,3	99,8	99,7
	98,7	99,3	99,6	99,2	99,1	99,8	99,6	100,1	100,2	99,2
Salida Tubo	98,3	98,0	98,4	98,5	97,7	98,4	97,4	98,1	98,0	97,8
	97,6	97,9	97,9	98,2	98,4	98,0	97,7	97,9	98,1	97,8
	97,6	98,1	98,1	98,0	98,0	98,4	98,7	98,0	98,0	97,4
Unidad II										
Entrada PA-3	99,2	105,1	102,6	104,9	100,9	100,8	104,4	102,8	100,3	99,5
	99,0	98,4	97,2	98,4	96,5	97,8	98,9	99,4	99,9	103,1
	101	104,5	103,5	100,5	102,1	103,7	102,4	101,1	102,4	100,0
Salida PA-3	94,1	94,4	94,6	94,8	94,5	94,3	95,2	95,3	96,2	94,9
	95,6	95,8	95,4	96,3	95,2	94,8	94,0	94,8	94,7	94,7
	96,3	94,3	95,3	94,6	94,8	95,8	93,5	94,9	95,0	94,9
Entrada PA-4	99,8	100,0	99,9	99,7	100,1	100,0	99,7	99,7	99,8	100,0
	100,1	100,2	100,2	101,4	101,8	100,2	100,4	99,9	99,7	99,7
	99,9	99,9	100,0	99,8	100,9	99,9	99,6	99,9	100,1	99,9
Salida PA-4	94,1	95,1	95,3	97,2	97,5	95,0	96,5	95,0	94,9	94,7
	94,9	96,3	96,4	96,7	96,2	96,6	94,3	95,6	95,6	97,5
	97,2	96,6	97,3	95,2	97,1	97,3	96,9	97,5	97,1	97,1
Entrada Baj. C 1	101,7	101,8	101,8	101,3	101,4	101,0	101,6	101,4	101,8	101,6
	101,8	101,9	101,3	101,6	101,5	101,5	101,3	101,1	101,4	101,1
	101,5	101,6	101,5	101,3	100,5	101,2	101,3	101,2	101,3	101,0
Salida Baj. C 1	98,6	98,6	99,6	99,4	98,5	99,4	99,5	98,2	99,5	98,8
	99,0	99,3	99,4	98,4	99,6	98,1	99,6	99,7	99,4	99,8
	98,8	99,0	99,3	99,2	98,8	98,5	98,4	98,9	99,3	98,9

TABLA A.2

Temperaturas de pared de tuberías con cuatro peletizadores operando primera toma  
(Continuación)

Punto	Temperatura ( $T_p \pm 0,1$ ) °C									
Unidad II										
Entrada	100,6	99,0	100,0	99,9	99,5	99,4	99,6	101,0	100,6	99,9
Baj. C	100,7	101,5	101,1	100,7	100,3	100,0	100,0	99,3	99,7	98,9
2	99,4	100,4	99,1	100,9	100,3	100,1	100,6	99,7	100,6	100,4
Salida	100,6	100,3	100,2	99,8	100,4	100,3	99,7	100,1	99,9	99,4
Baj. C	99,8	99,6	99,9	99,7	99,5	97,0	99,3	100,0	99,9	99,9
2	100,2	100,0	99,6	99,5	99,8	99,9	99,5	100,2	99,6	99,7

Temperatura ambiente: 33 °C

Hora: 27/05/2007 11:00-12:00 m

Emisividad: 0,95

## APÉNDICE B CÁLCULOS TÍPICOS

### 1. DIAGNÓSTICO DEL SISTEMA DE CALENTAMIENTO DE LOS PELETIZADORES MEDIANTE EL LEVANTAMIENTO DE INFORMACIÓN BIBLIOGRÁFICA Y DE CAMPO.

#### 1.1 Estudio estadístico de la distribución de los valores de temperatura del agua a la salida de la caldera

La secuencia de cálculo que se presenta corresponde con los datos de temperatura de salida de la caldera, durante la operación con cuatro peletizadores, dentro del periodo comprendido entre el 1º de marzo hasta el 30 de septiembre del año 2006, encontrados en la Tabla A.17. El procedimiento y las ecuaciones se encuentran a continuación (Mendenhall, 2002):

Rango:

$$R = T_{\text{Mayor}} - T_{\text{menor}} \quad (\text{B.1})$$

Donde:

R: Rango de variación de los valores de temperaturas (°C)

$T_{\text{Mayor}}$ : Mayor valor registrado de temperatura (°C)

$T_{\text{Menor}}$ : Menor valor registrado de temperatura (°C)

Sustituyendo se obtiene:

$$R = (107 - 96,5)^\circ\text{C} = 10,5^\circ\text{C}$$

Número de clases:

Se calcula como la raíz del número de datos que se poseen. Para un total de 86 días de estudio, se tiene:

$$N = \sqrt{86} = 9,27$$

Debido a que éste debe ser un número entero, se toma 9.

Amplitud de clase:

$$h_c = R/N \quad (B.2)$$

Donde:

$h_c$ : Amplitud de clase (°C)

Sustituyendo se obtiene:

$$h_c = 10,5^\circ\text{C} / 9 = 1,167^\circ\text{C}$$

Se establece la amplitud en 1,2 °C.

Clases:

Las clases son las siguientes:

$$\begin{aligned} C_1 &= [96,5; 97,7), C_2 = [97,7; 98,9), C_3 = [98,9; 100,1), \\ C_4 &= [100,1; 101,3), C_5 = [101,3; 102,5), C_6 = [102,5; 103,7), \\ C_7 &= [103,7; 104,9), C_8 = [104,9; 106,1), C_9 = [106,1; 107,3) \end{aligned}$$

Tabla de frecuencia absoluta:

Mediante la totalización del número de valores de temperatura dentro de cada clase, se elabora una tabla donde se muestre la frecuencia de ocurrencia de cada clase.

Histograma de frecuencia absoluta:

Se levanta el histograma de frecuencia absoluta, con base en la Tabla B.1, tal como se observa en la Figura 5.2.

## 1.2 Número de fallas relativas a días de operación por grado de negro de humo producido

Para esto se realiza una totalización de todas las fallas que se generaron durante la producción de cada grado de negro de humo y se contabiliza el tiempo en que estuvo en producción dicho grado. La ecuación empleada es la siguiente:

$$F_R = F_T / D_T \quad (B.3)$$

Donde:

$F_R$ : Fallas generadas relativas a los días en que se produjo cada grado (fallas/día)

$F_T$ : Fallas totales que se generaron durante la producción de cada grado (fallas)

$D_T$ : Días de producción de cada grado (días)

TABLA B.1

Distribución de la temperatura de salida de la caldera durante la operación con cuatro peletizadores desde el 1° de marzo al 30 de septiembre de 2006

Límite inferior	Límite superior	Media	Total
96,5	97,7	97,1	6
97,7	98,9	98,3	8
98,9	100,1	99,5	21
100,1	101,3	100,7	21
101,3	102,5	101,9	14
102,5	103,7	103,1	8
103,7	104,9	104,3	4
104,9	106,1	105,5	3
106,1	107,3	106,7	1

Para el grado N-660, durante el periodo comprendido entre el 1° de marzo hasta el 30 de septiembre del año 2006, tomando los datos de la Tabla A.15, se tiene:

$$F_R = \frac{35 \text{ fallas}}{78 \text{ días}} = 0,449 \text{ fallas/día}$$

Los valores calculados para cada grado durante cada periodo estudiado se encuentran en las Tablas 5.2, 5.3 y 5.5.

## **2. EVALUACIÓN DEL COMPORTAMIENTO HIDRÁULICO DEL SISTEMA DE BOMBEO DEL AGUA DE CALENTAMIENTO DEL ÁREA DE PELETIZACIÓN.**

### **2.1 Flujo volumétrico que circula por el sistema**

- Flujo volumétrico asumiendo un valor de  $C_o$ :

Debido a que la ecuación requiere de un valor de  $C_o$  desconocido, ya que éste depende del número de Reynolds, se asume uno para el cálculo preliminar. En este caso se asume 0,72 (Figura 2.4) lo que corresponde a un valor de  $A/A_o$  igual a 0,5625 (Tabla C.1) y números de Reynolds elevados (mayores a  $10^5$ ), ya que se espera que el flujo sea alto.

Para la operación con el sistema completo, tomando el valor de diferencial de presión de la Tabla A.1, y aplicando la ecuación 2.4, se tiene:

$$Q_{PO} = 0,72 \cdot 2,68 \times 10^{-3} \text{m}^2 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 27.773 \text{Pa}}{958,6 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}}} = 0,01469 \text{m}^3/\text{s}$$

- Área interna de la tubería:

Para las tuberías de 3" de diámetro nominal, con un diámetro interno de 7,79 cm (Tabla C.3), aplicando la ecuación de área de una circunferencia, se tiene:

$$A_i = \frac{\pi \cdot (0,0779 \text{m})^2}{4} = 4,769 \times 10^{-3} \text{m}^2$$

- Velocidad de desplazamiento del fluido:

Para las tuberías de 3" de diámetro nominal, en los tramos comunes a ambas unidades al operar con el sistema completo, aplicando la ecuación 3.2, se tiene:

$$v = \frac{0,01469 \text{m}^3/\text{s}}{4,769 \times 10^{-3} \text{m}^2} = 3,0807 \text{m}/\text{s}$$

- Comprobación de la suposición, cálculo del número de Reynolds:

Se calcula el número de Reynolds en la tubería en que se encuentra instalada la placa orificio, la cual es una tubería de 3 " de diámetro nominal. Aplicando la ecuación 2.3, empleando valores de densidad y viscosidad bibliográficos (Tabla C.7) a la temperatura de operación, se tiene:

$$Re = \frac{3,0807 \text{m}/\text{s} \cdot 958,6 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 0,0779 \text{m}}{2,87 \times 10^{-4} \frac{\text{kg}}{\text{m} \cdot \text{s}}} = 801.572 \text{ adim}$$

Como puede apreciarse, la suposición es adecuada para el caso en estudio ( $Re > 10^5$ ), por lo que el valor calculado previamente se considera correcto.

## 2.2 Pérdidas ocasionadas por la placa orificio

- Porcentaje de pérdidas permanentes:

Para la placa orificio instalada, la cual posee un valor de  $\beta$  aproximadamente igual a 0,75 (Tabla C.1), empleando la Figura 2.1, se obtiene:

$$\%P_p = 35\%$$

- Porcentaje de la caída de presión máxima ( $\%\Delta P_{Max}$ ):

Para esto se emplea la Figura 2.2 donde se puede observar que para una placa orificio con tomas a la brida el diferencial de presión se mide aproximadamente desde el 10 % hasta el 90 % de la caída de presión máxima. De esto se obtiene:

$$\%\Delta P_{Max} = (90 - 10)\% = 80\%$$

Pérdidas ocasionadas por la placa orificio:

Para el caso del sistema operando con todos los elementos y accesorios completamente abiertos y ambas bombas en funcionamiento, aplicando la ecuación 2.6, se tiene:

$$h_{PO} = \frac{35\% \cdot 27.773 \text{ Pa}}{958,6 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 9,8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot 80\%} = 1,293 \text{ m}$$

## 2.3 Coeficiente de pérdidas de la caldera

Este cálculo consta de varias etapas destinadas a la aplicación de la ecuación de Bernoulli desde la descarga de las bombas hasta la descarga de la caldera con la finalidad de despejar las pérdidas generadas por la caldera. Todas las tuberías en dicho tramo son de 3 " de diámetro nominal, y el cálculo se realiza a caudal de operación con ambas bombas en funcionamiento y todos los accesorios y elementos completamente abiertos.

- Factor de Darcy:

Teniendo el número de Reynolds previamente calculado, y conociendo la rugosidad relativa de una tubería de 3 " de acero comercial ( $5,77 \times 10^{-4}$ , Figura C.1) se determina el valor del factor de fricción de Darcy mediante la aplicación del diagrama de Moody (Figura C.2). Para los datos mencionados se obtiene:

$$f_D = 0,0179 \text{ adim}$$

- Pérdidas por accesorios:

Tomando los datos del tramo mencionado para este cálculo (Tabla C.2), éste posee una longitud total de tuberías de 32,66 m, siempre de 3 " de diámetro nominal, y posee los siguientes accesorios: 15 codos de 90 ° ( $k = 0,7$ ), 1 válvula de bola completamente abierta ( $L/D = 145$ ), 1 válvula de compuerta completamente abierta ( $k = 0,15$ ), 1 placa orificio y la caldera. Aplicando la ecuación 2.2, se tiene:

$$h_L = \frac{(3,0807 \text{ m/s})^2}{2 \cdot 9,8 \text{ m/s}^2} \left[ 0,0179 \cdot \left( \frac{32,66 \text{ m}}{0,0779 \text{ m}} + 145 \right) + 15 \cdot 0,7 \right] = 10,05 \text{ m}$$

- Pérdidas ocasionadas por la caldera:

Para este cálculo se aplica la ecuación de Bernoulli (ecuación 2.1), considerando que no hay trabajo de eje, y que es sustituido por dos pérdidas de energía: las pérdidas ocasionadas por la placa orificio (1,293 m) y las pérdidas ocasionadas por la caldera (incógnita).

Debido a que el diámetro de las tuberías en el punto 1 y 2 es el mismo, se desprecia la variación en el cabezal de velocidades. El punto 2 se encuentra 2,75 m por encima del punto 1 y las presiones son 50 psig y 24 psig respectivamente. Se tiene:

$$h_{\text{Cald}} = \frac{(50 - 24) \text{ psi} \cdot 101,325 \text{ Pa/psi}}{9,8 \text{ m/s}^2 \cdot 958,6 \text{ kg/m}^3} - 2,75 \text{ m} - 10,05 \text{ m} - 1,293 \text{ m} = 4,989 \text{ m}$$

- Coeficiente de pérdidas equivalente:

Debido a la necesidad de conocer las pérdidas de la caldera en función del caudal, se calcula su coeficiente de pérdidas equivalente. Aplicando la ecuación 3.3, se tiene:

$$K_{\text{Cald}} = \frac{2 \cdot 9,8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot 4,988 \text{ m}}{\left(0,01469 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}\right)^2} = 452.786 \text{ m}^{-4}$$

## 2.4 Cabezal que aportan las bombas para un arreglo en paralelo

Para un arreglo en paralelo se suma el caudal de cada una de las bombas para un mismo cabezal, según su curva característica. Para este caso, ambas bombas son del mismo modelo por lo que se duplicó el caudal para cada valor de cabezal.

Luego de graficar los puntos obtenidos mediante el procedimiento anterior (Figura 5.7), se procedió a ajustar la curva obtenida a un polinomio de grado 2. A continuación se presenta la ecuación obtenida:

$$H_{2\text{BP}} = -1,359 \times 10^{-4} Q_{2\text{BP}}^2 + 1,052 \times 10^{-2} Q_{2\text{BP}} + 33,615 \quad (\text{B.4})$$

Donde:

$H_{2\text{BP}}$ : Cabezal aportado por dos bombas en paralelo (m)

$Q_{2\text{BP}}$ : Caudal aportado por dos bombas en paralelo (gpm)

Sustituyendo el valor de caudal calculado anteriormente en gpm, se obtiene:

$$H_{2\text{BP}} = -1,359 \times 10^{-4} (232,87 \text{ gpm})^2 + 1,052 \times 10^{-2} (232,87 \text{ gpm}) + 33,615 = 28,695 \text{ m}$$

## 2.5 Coeficiente de pérdidas de las diversas chaquetas

- Pérdidas ocasionadas por la chaqueta:

Para esto se aplica la ecuación de Bernoulli desde y hasta el mismo punto eliminando los cabezales de presión, altura y velocidad. En el cálculo se incluyen todos los elementos individuales del sistema. La ecuación queda de la siguiente manera:

$$h_{\text{Chaq}} + h_L + h_C + h_{\text{PO}} - H_{2\text{B}} = 0 \quad (\text{B.5})$$

Para la chaqueta del peletizador 1 de la unidad I operando con 2 bombas, calculando las pérdidas por accesorios en los tramos de las bombas, caldera, comunes a la unidad I y PA-1 según la Tabla C.2, se tiene:

$$h_{P_{1UI}} = (33,306 - 7,288 - 0,908 - 0,234) \text{ m} = 24,876 \text{ m}$$

El coeficiente de pérdidas equivalente se calcula de la misma manera que para la caldera. Los valores calculados para cada chaqueta se encuentran en la Tabla 5.6.

## 2.6 Coeficiente de pérdidas del tramo de las diversas chaquetas desde y hasta los puntos tomados para el estudio en paralelo

Se aplica el mismo cálculo anterior con la diferencia de que los elementos considerados para el cálculo son sólo aquellos que se encuentren por fuera de los puntos considerados para el estudio en paralelo (puntos A y B en la Figura 3.1). Los valores calculados para cada tramo se encuentran en la Tabla 5.6.

## 2.7 Fracción de flujo que se distribuye para cada rama en paralelo

Para la fracción de flujo que va hacia la unidad I, empleando la ecuación 3.13, sustituyendo los valores de coeficientes equivalentes de cada unidad de la Tabla 5.6, se tiene:

$$X_{UI} = \frac{1}{\sqrt{3.570.000\text{m}^4} \cdot \left( \frac{1}{\sqrt{3.570.000\text{m}^4}} + \frac{1}{\sqrt{2.160.000\text{m}^4}} \right)} = 0,4374$$

Los valores calculados para cada tramo se encuentran en la Tabla 5.7.

## 2.8 Flujo volumétrico que circula por cada rama del sistema

Sustituyendo los valores correspondientes a la unidad I, y empleando la ecuación 3.14, se tiene:

$$Q_i = 232,9\text{gpm} \cdot 0,4375 = 101,9\text{gpm}$$

Los valores calculados para cada tramo se encuentran incluidos también en la Tabla 5.7.

## **2.9 Curvas características del sistema**

Teniendo calculado el coeficiente de pérdidas de cada elemento del sistema, se elaboran las curvas características de cada uno para así apreciar de forma visual la diferencia entre cada uno y entre las dos unidades. Éstas se encuentran en las Figuras 5.9 y 5.10.

## **2.10 Punto de operación**

Mediante la intersección de la curva de cabezal de las bombas con las diversas curvas de los elementos, se determina el punto de operación calculado para así determinar si las aproximaciones realizadas son acertadas o alejadas de los valores reales.

## **2.11 Presión de alimentación a las chaquetas de peletizadores**

Para este cálculo se aplica la ecuación de Bernoulli repetidamente. Inicialmente se aplica desde el manómetro de la descarga de la caldera, hasta el punto de bifurcación del flujo hacia cada unidad. Luego, cada aplicación de la ecuación se realiza desde el punto final del Bernoulli anterior, hasta la siguiente bifurcación, sucesivamente hasta poder aplicar la ecuación en la alimentación de cada peletizador. Los resultados obtenidos se encuentran en la Tabla 5.8.

# **3. EVALUACIÓN DEL COMPORTAMIENTO TÉRMICO DEL SISTEMA DE CALENTAMIENTO DEL ÁREA DE PELETIZACIÓN.**

## **3.1 Número de medidas necesarias para la temperatura de pared de las tuberías**

Se realizó una toma de datos preliminar con treinta valores para determinar cuántas medidas en total serían necesarias. Para eso, se consideró la muestra de la variable que presentó mayor desviación entre sus valores, de forma tal de asegurar que todas las medidas se encontraran dentro de los parámetros de exactitud deseados. Dicha variable fue la temperatura de entrada del peletizador 1 de la unidad II, durante la

operación con cuatro peletizadores. El cálculo se muestra a continuación (Mendenhall, 2002):

- Temperatura media:

Sustituyendo los 30 valores correspondientes a la alimentación del peletizador 1 de la unidad II, encontrados en la Tabla A.2, y resolviendo, se obtiene:

$$T_m = 101,0 \text{ } ^\circ\text{C}$$

- Desviación media de la muestra:

Se emplea la siguiente ecuación:

$$s^2 = \frac{\sum (T_m - T_i)^2}{n - 1} \quad (\text{B.6})$$

Donde:

s: Desviación estándar de la muestra ( $^\circ\text{C}$ )

$T_i$ : I-ésimo valor de temperatura ( $^\circ\text{C}$ )

n: Número de datos (adim)

Sustituyendo los valores previamente mencionados y resolviendo, se obtiene:

$$s^2 = 2,368^\circ\text{C}$$

Para efectos de este trabajo, se toma 2,4  $^\circ\text{C}$ .

- Número de datos necesarios:

Para esto se desea que el 95 % ( $\alpha=0,05$ , por ende  $Z= 1,96$ , Tabla C.18) de los datos se encuentren dentro de un error permisible de 0,4  $^\circ\text{C}$ . Se emplea la siguiente ecuación:

$$N_D = \left( \frac{s \cdot z}{E} \right)^2 \quad (\text{B.7})$$

Donde:

$N_D$ : Número de datos necesarios (adim)

z: Factor estadístico de confiabilidad (adim)

E: Desviación máxima que se desea permitir ( $^\circ\text{C}$ )

Sustituyendo se obtiene:

$$N_D = \left( \frac{2,4^{\circ}\text{C} \cdot 1,96}{0,4^{\circ}\text{C}} \right)^2 = 138,298 \text{ adim}$$

Una vez obtenido este valor se inicia la recolección de datos, sin embargo el cálculo es repetido después de cada toma, por lo tanto, a pesar de obtener este valor, se realizaron sólo 120 medidas de cada temperatura, debido a que se determinó nuevamente el número de medidas necesarias, el cual era inferior a 120, aceptándose la toma de muestra.

En la Tabla B.2 se muestran los valores calculados de cada una de las variables anteriores para cada punto, durante la primera toma de datos.

TABLA B.2

Verificación del número de datos necesarios para una muestra estadísticamente válida

Unidad	Punto de toma de temperatura	Temperatura media (°C)	Desviación estándar (°C)	Número de medidas necesarias
Unidad I	Entrada PA-1	100,3	0,449	5
	Salida PA-1	96	0,193	1
	Entrada PA-2	101,4	1,073	28
	Salida PA-2	96,5	0,645	10
	Entrada bajante 1	98,4	0,282	2
	Salida bajante 1	98,1	0,334	3
	Entrada bajante 2	99,2	0,255	2
	Salida bajante 2	98,1	0,344	3
	Entrada tubería	99,5	0,456	5
	Salida tubería	98	0,315	2

TABLA B.2

Verificación del número de datos necesarios para una muestra estadísticamente válida  
(Continuación)

Unidad	Punto de toma de temperatura	Temperatura media (°C)	Desviación estándar (°C)	Número de medidas necesarias
Unidad II	Entrada PA-3	101	2,368	138
	Salida PA-3	95	0,674	11
	Entrada PA-4	100,1	0,490	6
	Salida PA-4	96,2	1,072	28
	Entrada bajante completo 1	101,4	0,306	2
	Salida bajante completo 1	99,1	0,481	6
	Entrada bajante completo 2	100,1	0,662	11
	Salida bajante completo 2	99,8	0,612	9

### 3.2 Temperatura del fluido

El cálculo presentado es el correspondiente a la tubería de alimentación del peletizador 1 de la unidad I al operar con cuatro peletizadores.

- Temperatura de película:

La temperatura de película es el promedio de la temperatura de pared y la temperatura ambiente. Su ecuación viene dada por (Incropera, 1999):

$$T_p = \frac{T_w + T_\infty}{2} \quad (B.8)$$

Donde:

$T_p$ : Temperatura de película (K)

Sustituyendo se obtiene:

$$T_p = \frac{(374,45 + 305,4)K}{2} = 339,925 K$$

- Número de Grashof:

Para este cálculo, todas las propiedades son evaluadas a  $T_p$ , y extraídas de la Tabla C.8. Aplicando la ecuación 2.15, se tiene:

$$Gr_D = 4,173 \times 10^{10} \frac{1}{K \cdot m^3} \cdot (0,06033 m)^3 \cdot (374,45 - 305,4)K = 6,3273 \times 10^8 \text{ adim}$$

- Número de Rayleigh:

Al igual que para el número de Grashof, el número de Prandtl (Tabla C.8) se determina a  $T_p$ . Aplicando la ecuación 2.14, se tiene:

$$Ra = 6,3273 \times 10^8 \cdot 0,698785 = 4,423 \times 10^8 \text{ adim}$$

- Coeficiente convectivo externo de la tubería:

El tramo de la tubería donde se realizó la toma de datos se encuentra en posición horizontal, por lo que para un cilindro horizontal con número de Rayleigh entre  $10^4$ - $10^9$  se emplea la ecuación 2.13:

$$h_o = 1,32 \cdot \left( \frac{(374,45 - 305,4)K}{0,06033 m} \right)^{0,25} = 7,68 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

- Calor transferido al ambiente por unidad de longitud de tubería:

Se aplica la ecuación 2.16, para un área de transferencia de calor correspondiente a la de un cilindro. Debido a que el tramo de tuberías donde se realizó la medición es corto, se calcula el flujo de calor por unidad de longitud:

$$\frac{q}{L} = 3,1416 \cdot 0,06033 m \cdot 7,68 \frac{W}{m^2 \cdot K} \cdot (374,45 - 305,4)K = 100,51 \frac{W}{m}$$

- Temperatura interna de la tubería, primera iteración:

Debido a que se requiere de un valor de temperatura para conseguir la conductividad de la tubería, se realiza el cálculo con el valor de conductividad del metal

a la temperatura de pared externa. Al obtenerse un valor de temperatura interna se comprueba si ésta es muy alejada de la temperatura externa, pasando a calcularse nuevamente empleando un valor de conductividad a la temperatura media de las paredes.

Empleando la conductividad térmica del acero comercial a la temperatura de pared externa, siendo ésta el promedio de los 120 valores registrados de esta medida, y aplicando la ecuación 2.8 despejada para la temperatura interna, se tiene:

$$T_{\text{int}} = 374,45 \text{ K} + \frac{100,51 \frac{\text{W}}{\text{m}} \cdot \ln\left(\frac{0,06033 \text{ m}}{0,05250 \text{ m}}\right)}{2 \cdot 57,671 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}} \cdot 3,1416} = 374,488 \text{ K}$$

Como puede observarse, el valor calculado para la temperatura interna es muy similar al valor de la temperatura externa de pared (porcentaje de desviación de  $2 \times 10^{-7}$ ), por lo que no se considera necesario repetir el cálculo para  $T_{\text{int}}$ .

- Número de Nusselt para el agua de calentamiento.

Al igual que para el cálculo anterior, se requiere de un valor de temperatura del agua para determinar sus propiedades, y calcular su número de Reynolds, factor de Darcy y número de Prandtl. Debido a que el calor que se transfiere es muy poco y el tramo de medición es corto, se asume una temperatura media aproximadamente igual a la temperatura de la pared interna de la tubería. Se aplica la ecuación 2.9:

$$\text{Nu}_D = \frac{0,125 \cdot 0,01558 \cdot 202.521 \cdot 1,7230}{1,07 + 12,7 \cdot (0,125 \cdot 0,01558)^{1/2} \cdot \left[ (1,7230)^{2/3} - 1 \right]} = 516,63 \text{ adim}$$

- Coeficiente convectivo por el interior de la tubería para el agua de calentamiento.

Se aplica la ecuación 2.10, para un diámetro de 0,0525 m, y la conductividad térmica del agua a la temperatura de pared interna de la tubería:

$$h_{\text{int}} = \frac{516,63 \cdot 0,6805 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}}{0,0525 \text{ m}} = 6.696 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

- Temperatura del fluido:

Al igual que para la temperatura interna de la tubería, se calcula el valor de la temperatura de fluido asumiendo un primer valor para determinar su conductividad, y se comprueba si la suposición realizada es muy alejada de la realidad, remetiéndose el cálculo con el nuevo valor de temperatura media, de ser necesario. Se aplica la ecuación 2.16, con área de transferencia de calor cilíndrica, despejando la temperatura del fluido:

$$T_f = 374,488 \text{ K} + \frac{100,51 \text{ W/m}}{3,1416 \cdot 0,05250 \text{ m} \cdot 6696 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}} = 374,580 \text{ K}$$

Como puede observarse, la suposición realizada es correcta, por lo que no es necesario recurrir a una segunda iteración.

### 3.3 Calor transferido por el agua dentro de las chaquetas

Aplicando la primera ley de la termodinámica al flujo de agua dentro de las chaquetas, se obtiene la ecuación B.8 (Incropera, 1999):

$$q_i = Q_i \cdot \rho \cdot c_p \cdot (T_{ent} - T_{sal})_i \quad (\text{B.9})$$

Donde:

$q_i$ : Flujo de calor cedido por el agua en la  $i$ -ésima chaqueta (kW)

$T_{ent}$ : Temperatura de alimentación del agua a la chaqueta (°C)

$T_{sal}$ : Temperatura de salida del agua a la chaqueta (°C)

Sustituyendo los valores correspondientes al peletizador 1 de la unidad I, se tiene:

$$q_{P1UI} = 2,422 \text{ m}^3/\text{s} \cdot 962,7 \text{ kg}/\text{m}^3 \cdot 4,217 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \cdot (374,58 - 369,877) \text{ K} = 46,243 \text{ kW}$$

### 3.4 Calor total transferido en las chaquetas

Este cálculo comprende la sumatoria de cada uno de los calores que transfiere el agua en cada una de las chaquetas. Para el sistema operando con los cuatro peletizadores se tiene:

$$q_T = (46,231 + 49,333 + 4,506 + 7,511 + 0,127 + 68,575 + 55,081 + 7,958) \text{ kW} = 239,322 \text{ kW}$$

### 3.5 Relación de calor transferido para las chaquetas de los peletizadores

Para realizar una comparación de los calores transferidos por el agua en los peletizadores de la unidad II, se calcula la relación entre ellas. La ecuación es la siguiente:

$$R_q = \frac{q_3}{q_4} \quad (\text{B.10})$$

Donde:

$R_q$ : Relación entre los calores transferidos (adim)

$q_3$ : Flujo de calor transferido por el agua en el peletizador 3 (kW)

$q_4$ : Flujo de calor transferido por el agua en el peletizador 4 (kW)

Sustituyendo para la operación con 4 peletizadores, se tiene:

$$R_q = \frac{55,081 \text{ kW}}{68,575 \text{ kW}} = 0,803 \text{ adim}$$

### 3.6 Relación de conductividades para las chaquetas de los peletizadores

Para realizar una comparación de la conductividad de la carcaza de los peletizadores de la unidad II, se calcula la relación entre ellas. La ecuación es la siguiente:

$$R_k = \frac{k_3}{k_4} \quad (\text{B.11})$$

Donde:

$R_k$ : Relación entre las conductividades de los materiales de los peletizadores (adim)

$k_3$ : Conductividad térmica del material de la carcaza del peletizador 3 (kW)

$k_4$ : Conductividad térmica del material de la carcaza del peletizador 4 (kW)

Sustituyendo se tiene:

$$R_k = \frac{11,863 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}}{16,022 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}} = 0,740 \text{ adim}$$

### 3.7 Porcentaje de desviación entre la relación de calor transferido y la relación de conductividades

Debido a que las relaciones de calor y conductividad deberían ser semejantes entre sí, se determina el porcentaje de desviación entre ellos. Para esto se aplica la siguiente ecuación (Propia):

$$\%D = \left| \frac{R_q - R_k}{R_k} \right| \times 100 \quad (\text{B.12})$$

Donde:

%D: Porcentaje de desviación entre las relaciones de calor transferido y conductividad térmica de las chaquetas de los peletizadores (%)

Sustituyendo los valores ya calculados se tiene:

$$\%D = \left| \frac{0,803 - 0,740}{0,740} \right| \times 100\% = 8,49\%$$

## 4. OPCIONES DE MEJORAMIENTO DEL SISTEMA DE CALENTAMIENTO DEL ÁREA DE PELETIZACIÓN.

### 4.1 Coeficiente de pérdidas del sistema con el cambio de chaqueta en los peletizadores

El siguiente cálculo representa la sustitución de los peletizadores de la unidad I con peletizadores diseñados como los de la unidad II. Para esto se debe calcular el coeficiente equivalente de pérdidas de todos los tramos previos a los peletizadores de forma tal de sustituir el valor de los actuales de la unidad I, por el valor de uno de la unidad II.

- Coeficiente de pérdidas del tramo de tuberías desde el punto de la separación en paralelo hasta la chaqueta a cambiar:

Conociendo el coeficiente equivalente del tramo en paralelo de cada chaqueta, así como el de la chaqueta en sí, y sabiendo que éstos se encuentran en serie, se aplica la ecuación 3.8, despejando el coeficiente equivalente del tramo (agrupación de tuberías, accesorios y demás elementos).

Para el peletizador 1 de la unidad I se tiene:

$$K_{\text{tramo}} = (14.150.000 - 12.480.000)m^{-4} = 1.670.000 m^{-4}$$

- Coeficiente de pérdidas del nuevo sistema en serie, para el cambio de chaqueta:

Se aplica nuevamente la ecuación del caso anterior, sustituyendo el mayor valor de coeficiente equivalente de peletizador de la unidad II. Esto se hace para asumir el peor de los casos en cuanto a flujo.

Para el tramo del peletizador 1 de la unidad I se tiene:

$$K_{epn} = (1.670.000 + 8.580.000)m^{-4} = 10.250.000 m^{-4}$$

- Coeficiente de pérdidas para los sistemas en paralelo:

Para determinar el coeficiente equivalente nuevo de la unidad I, se debe primero calcular el valor de éste para el sistema en paralelo de peletizadores y bajante. Para esto se aplica la ecuación 3.11, despejando el valor de  $K_{sp}$  y desarrollándolo para facilitar su cálculo, tal como se muestra a continuación:

$$K_{sp} = \frac{\prod_{j=1}^n K_j}{\left( \sum_{i=1}^n \left( \frac{\prod_{k=1}^n \sqrt{K_k}}{\sqrt{K_i}} \right) \right)^2}$$

Sustituyendo se obtiene:

$$K_{sp} = \frac{10.250.000 m^{-4} \cdot 10.030.000 m^{-4} \cdot 86.740.000 m^{-4}}{\left( \frac{\sqrt{10.250.000 m^{-4}} \cdot \sqrt{10.030.000 m^{-4}} \cdot \sqrt{86.740.000 m^{-4}}}{\sqrt{10.250.000 m^{-4}}} + \frac{\sqrt{10.250.000 m^{-4}} \cdot \sqrt{10.030.000 m^{-4}} \cdot \sqrt{86.740.000 m^{-4}}}{\sqrt{10.030.000 m^{-4}}} + \frac{\sqrt{10.250.000 m^{-4}} \cdot \sqrt{10.030.000 m^{-4}} \cdot \sqrt{86.740.000 m^{-4}}}{\sqrt{86.740.000 m^{-4}}} \right)^2} = 1.848.696 m^{-4}$$

Los demás cálculos realizados siguen el procedimiento del objetivo 2.

#### 4.2 Diferencia en el flujo actual por el sistema, y el flujo obtenido al realizar un rediseño

Para este cálculo se aplica una simple diferencia entre los valores a comparar. Para el flujo total que circula actualmente, y la variación con respecto al cambio de bomba por la bomba ETABLOC 50-160/752:

$$\Delta Q_T = (240 - 232,9) \text{ gpm} = 7,1 \text{ gpm}$$

#### 4.3 Corrosión anual de las corazas de los peletizadores

El cálculo presentado es el correspondiente al acero inoxidable 316L, correspondiente al peletizador 3.

- Equivalente de resistencia por picadura:

Para determinar la corrosión, se determina inicialmente su resistencia a la corrosión por picadura. La ecuación es la siguiente (Negroven S.A., 2007):

$$PRE = \%Cr + 3,3 \cdot (\%Mo + 0,5 \cdot \%W) + 16 \cdot \%N \quad (B.13)$$

Donde:

PRE: Equivalente de resistencia por picadura (adim)

%Cr: Porcentaje de cromo contenido en el metal (adim)

%Mo: Porcentaje de molibdeno contenido en el metal (adim)

%W: Porcentaje de tungsteno contenido en el metal (adim)

%N: Porcentaje de nitrógeno contenido en el metal (adim)

Sustituyendo los valores de la composición del acero inoxidable de la Tabla C.12, se tiene:

$$PRE = 17 + 3,3 \cdot 2,5 = 25,25$$

La Tabla B.3 muestra el valor de PRE para cada uno de los metales considerados en este estudio.

- Corrosión anual de la coraza:

Se emplea la siguiente ecuación (Negroven S.A., 2007):

$$Ca = 0,06 - 0,004 \cdot PRE + 0,15 \cdot \%S + 0,003 \cdot [\text{ppmCl}] \quad (B.14)$$

Donde:

Ca: Corrosión anual del material de la coraza (mm/año)

%S: Porcentaje de azufre contenido en el negro de humo fluffy (adim)

[ppmCl]: Concentración de cloruros en el agua de peletizado (ppm)

TABLA B.3

Equivalente de resistencia por picadura de diversas aleaciones

Material	PRE
SS 316L	25,25
Hastelloy G-30	52,04
Alloy 31	52,65
Hastelloy C-276	73,99
Alloy 59	74,98

El agua que se emplea para el peletizado es tratada previo a su implementación, por lo que posee una concentración de cloruros de 100 ppm, mientras que el negro de humo posee aproximadamente 2,1 % de contenido en azufre. Sustituyendo se tiene:

$$Ca = 0,06 - 0,004 \cdot 25,25 + 0,15 \cdot 2,1 + 0,003 \cdot 100\text{ppm} = 0,57 \text{ mm/año}$$

Los valores calculados se encuentran en la Tabla 5.17.

## 5. EVALUACIÓN ECONÓMICA DE LAS PROPUESTAS DE MEJORAS SELECCIONADAS.

### 5.1 Inversión inicial

- Activos fijos tangibles:

Comprende la sumatoria de la multiplicación los costos unitarios de los equipos por la cantidad deseada. Sustituyendo los valores de costo y cantidad de cada equipo, empleando los valores de la Tabla 6.1, se obtiene:

$$AFT = \left( \frac{2 \cdot \text{Bs.}2.095.048,67 + 3 \cdot \text{Bs.}387.000 + 3 \cdot \text{Bs.}760.415}{+1 \cdot \text{Bs.}2.408.473,00 + 2 \cdot \text{Bs.}638.385,10} \right) = \text{Bs.}11.317.585,53$$

Para una tasa cambiaria de 2.150 Bs. por dólar, se obtiene:

$$\text{AFT} = \frac{\text{Bs. } 11.317.585,53}{\text{Bs. } 2.150/\$} = \$5.263,99$$

- Activos fijos intangibles:

Calculando como la suma de los costos de instalación y el 5 % de los activos fijos tangibles, se obtiene:

$$\text{AFI} = 0,05 \cdot \$5.263,99 + \$1.352,63 = \$1.615,83$$

- Capital fijo:

Viene dada por la ecuación 6.1. Sustituyendo los valores previamente calculados, se obtiene:

$$\text{CF} = (\$5.263,99 + \$1.615,83) = \$6.879,82$$

## 5.2 Impuesto sobre la renta

- Depreciación:

Se emplea la ecuación 6.3. Calculando para las bombas, empleando los datos de la Tabla 6.6, se obtiene:

$$\text{Dep} = \frac{(\$1.948,88 - \$194,89)}{15\text{años}} = 116,93 \$/\text{año}$$

- Valor en libros:

Se emplea la ecuación 6.4. Sustituyendo los valores de la Tabla 6.6, para las bombas luego de 5 años, se obtiene:

$$\text{VL} = \$1.948,88 - 116,93 \$/\text{año} \cdot 5\text{años} = \$1.364,22$$

- Amortización de intangibles:

Se aplica la ecuación 6.5. Para un período de 5 años, se obtiene:

$$\text{AI} = \frac{\$1.615,83}{5\text{años}} = \$323,17$$

- Ingreso neto gravable:

Se emplea la ecuación 6.6. Sustituyendo los valores previamente calculados, se obtiene:

$$\text{ING} = (\$1.316,68 - \$487,60 - \$323,17) = \$505,91$$

- Ingreso neto gravable en unidades tributarias:

Se emplea la ecuación 6.7. Sustituyendo se obtiene:

$$\text{INGUT} = \frac{\$505,91 \cdot \text{Bs. } 2.150 / \$}{\text{Bs. } 37.632 / \text{UT}} = 28,90 \text{ UT}$$

- Impuesto sobre la renta:

Como ya fue discutido, el incremento que se genera en las ganancias se encuentra en el rango de impuestos del 34 %, por lo que se obtiene:

$$\text{ISR} = 0,34 \cdot 29 \text{ UT} = 9,86 \text{ UT}$$

Llevando dicho valor a dólares, se obtiene:

$$\text{ISR} = \$172,58$$

### 5.3 Flujo monetario neto anual

Se emplea la ecuación 6.8. Sustituyendo los valores correspondientes al año 5 del estudio, encontrados en la Tabla 6.8, se obtiene:

$$\text{FM}_5 = (\$1.316,68 - \$172,58 + \$2.825,97) = \$3.970,07$$

### 5.4 Rentabilidad del proyecto

Valor actual:

Se emplea la ecuación 6.9. Sustituyendo los valores encontrados en la Tabla 6.8, se obtiene:

$$\text{VA}(i) = -\$6.879,82 + \frac{\$1.144,10}{(1+0,16)^1} + \frac{\$1.144,10}{(1+0,16)^2} + \frac{\$1.144,10}{(1+0,16)^3} + \frac{\$1.144,10}{(1+0,16)^4} + \frac{\$3.970,07}{(1+0,16)^5}$$

$$\text{VA}(i) = -\$1788,23$$

- Factor de recuperación de capital:

Se emplea la ecuación 6.11. Para una tasa de interés de 16 % y un tiempo de estudio de 5 años, se obtiene:

$$\left(\frac{R}{P}\right)_{i,NA} = \frac{0,16 \cdot (1+0,16)^5}{(1+0,16)^5 - 1} = 0,30541$$

- Equivalente anual:

Se emplea la ecuación 6.10. Sustituyendo los valores calculados anteriormente, se obtiene:

$$EA = -\$1.788,23 \cdot 0,30541 = -\$546,14$$

- Tasa interna de retorno:

Mediante un proceso iterativo se consigue el valor de  $i$  en la ecuación 6.9, que logre anular el valor actual ( $VA=0$ ). A continuación se presenta el valor para el cual esto se cumple:

$$VA(i) = -\$6.879,82 + \sum_{j=1}^4 \frac{\$1.144,10}{(1+0,06223)^j} + \frac{\$3.970,07}{(1+0,06223)^5} = \$0,10$$

Esta aproximación se considera lo suficientemente cercana al valor deseado.

- Tiempo de pago:

Se emplea la ecuación 6.12. Sustituyendo los valores de flujos monetarios para el año 1 se obtiene:

$$B = (-\$6.879,82 + \$1.144,10) = -\$5.735,73$$

Se repite esto hasta obtener un valor positivo de balance. La Tabla B.4 muestra el comportamiento del balance en el tiempo.

Como puede observarse, el tiempo de pago para este proyecto es de 7 años.

TABLA B.4  
Tiempo de pago del proyecto

Año	Balance (\$)
1	-5.735,73
2	-4.591,63
3	-3.447,53
4	-2.303,43
5	-1.159,33
6	-15,24
7	1.128,86

**APÉNDICE C**  
**TABLAS Y FIGURAS BIBLIOGRÁFICAS**

TABLA C.1  
Datos de la placa orificio

Diámetro nominal tubería (plg)	3
Catálogo de tubería	40
Diámetro del orificio (plg)	2,3
Relación de diámetros (adim)	0,74974
Relación de áreas (adim)	0,5621
Tipo de tomas manométricas	A la brida

(Negroven,S.A., 1996)

TABLA C.2  
Accesorios y longitud de tuberías del sistema en estudio por sección de estudio durante la evaluación hidráulica

Accesorio	Sección de Bombas		Sección caldera	
	Diámetro Nominal	Cantidad	Diámetro Nominal	Cantidad
Codos	3"	1	3"	18
Válvula de Bola			3"	1
Válvula de Compuerta	3"	2	3"	1
Tee	3"	1		
Expansión	1 1/2X3 "	1		
Válvula Chek	3"	1		
Placa de Orificio				1
Caldera				1
Tubería	3"	4,45 m	3"	36,61 m

TABLA C.2

Accesorios y longitud de tuberías del sistema en estudio por sección de estudio durante la evaluación hidráulica (Continuación)

Accesorio	Comunes a la unidad I		PA-1		PA-2	
	Diámetro Nominal	Cantidad	Diámetro Nominal	Cantidad	Diámetro Nominal	Cantidad
Codos	3"	10	3"	2	3"	2
Codo 45°	3"	8				
Válvula de Bola			2"	2	2"	2
Válvula de Compuerta	3"	2				
Expansión			2X3 "	1	2X3 "	1
Contracción			3X2 "	1	3X2 "	1
Tee con tapón Lateral			3"	2	3"	2
Tee con tapón frente	3"	1	3"	2	3"	
Tubería	2"		2"		2"	2,84 m
	3"	40,75 m	3"	14,62 m	3"	7,54 m

TABLA C.2

Accesorios y longitud de tuberías del sistema en estudio por sección de estudio durante la evaluación hidráulica (Continuación)

Accesorio	Bajante Unidad I		Tubería al secador Unidad I		Bajante Unidad II	
	Diámetro Nominal	Cantidad	Diámetro Nominal	Cantidad	Diámetro Nominal	Cantidad
Codos	3"	2				
	3/4"	1				
Válvula de Bola	3/4"	2			3/4"	1
Tee	3"	2	3/4"	4		
	3/4"	1				
Contracción	3X3/4 "	2	3"	3	3X3/4 "	1
Tee con tapón Lateral	3"	5			3"	4
Tee con tapón frente	3"	2			3"	4

TABLA C.2

Accesorios y longitud de tuberías del sistema en estudio por sección de estudio durante la evaluación hidráulica (Continuación)

Accesorio	Comunes Unidad II		PA-3		PA-4	
	Diámetro Nominal	Cantidad	Diámetro Nominal	Cantidad	Diámetro Nominal	Cantidad
Codos			3"	2	3"	2
			2"	2	2"	
Válvula de Bola			2"	2	2"	
Válvula de Compuerta	3"	1				
Tee	3"	1				
Expansión					2X3 "	1
			1 1/2X3 "	1		
Contracción			3X2 "	1	3X2 "	1
			2X1 1/2 "	1	2X1 1/2 "	
Tee con tapón lateral	3"	1	3"	4	3"	2
Tee con tapón frente			3"	4	3"	2
Tubería	3"	0,5 m	3"	7,18 m	3"	3,31 m

TABLA C.3  
Características de las tuberías estándar

Tamaño nominal de tubería, in.	Diámetro exterior, in.	Número de cédula	Espesor de pared, in.	Diámetro interior, in.	Área de la sección transversal del metal, in. <sup>2</sup>	Área de la sección interior, ft <sup>2</sup>
$\frac{1}{8}$	0.405	40	0.068	0.269	0.072	0.00040
		80	0.095	0.215	0.093	0.00025
$\frac{1}{4}$	0.540	40	0.088	0.364	0.125	0.00072
		80	0.119	0.302	0.157	0.00050
$\frac{3}{8}$	0.675	40	0.091	0.493	0.167	0.00133
		80	0.126	0.423	0.217	0.00098
$\frac{1}{2}$	0.840	40	0.109	0.622	0.250	0.00211
		80	0.147	0.546	0.320	0.00163
$\frac{3}{4}$	1.050	40	0.113	0.824	0.333	0.00371
		80	0.154	0.742	0.433	0.00300
1	1.315	40	0.133	1.049	0.494	0.00600
		80	0.179	0.957	0.639	0.00499
$1\frac{1}{4}$	1.660	40	0.140	1.380	0.668	0.01040
		80	0.191	1.278	0.881	0.00891
$1\frac{1}{2}$	1.900	40	0.145	1.610	0.800	0.01414
		80	0.200	1.500	1.069	0.01225
2	2.375	40	0.154	2.067	1.075	0.02330
		80	0.218	1.939	1.477	0.02050
$2\frac{1}{2}$	2.875	40	0.203	2.469	1.704	0.03322
		80	0.276	2.323	2.254	0.02942
3	3.500	40	0.216	3.068	2.228	0.05130
		80	0.300	2.900	3.016	0.04587
$3\frac{1}{2}$	4.000	40	0.226	3.548	2.680	0.06870
		80	0.318	3.364	3.678	0.06170
4	4.500	40	0.237	4.026	3.17	0.08840
		80	0.337	3.826	4.41	0.07986
5	5.563	40	0.258	5.047	4.30	0.1390
		80	0.375	4.813	6.11	0.1263
6	6.625	40	0.280	6.065	5.58	0.2006
		80	0.432	5.761	8.40	0.1810
8	8.625	40	0.322	7.981	8.396	0.3474
		80	0.500	7.625	12.76	0.3171
10	10.75	40	0.365	10.020	11.91	0.5475
		80	0.594	9.562	18.95	0.4987
12	12.75	40	0.406	11.938	15.74	0.7773
		80	0.688	11.374	26.07	0.7056

<sup>1</sup>Basados en ANSI B36. 10-1959, con autorización de ASME.

Fuente: McCabe 2003

TABLA C.4

Coeficientes de pérdidas de energía de algunos accesorios

	<i>K</i>
Válvula esférica (totalmente abierta)	10,0
Válvula de ángulo (totalmente abierta)	5,0
Válvula de seguridad (totalmente abierta)	2,5
Válvula de compuerta (totalmente abierta)	0,19
Codo de retroceso	2,2
Empalme en T normal	1,8
Codo a 90° normal	0,9
Codo a 90° de radio medio	0,75
Codo a 90° de radio grande	0,60

Fuente: Streeter, 2000

TABLA C.5

Coeficientes de pérdidas de energía de diversos accesorios

<i>Accesorio</i>	<i>K</i>	<i>L<sub>eq</sub>/D</i>
Válvula del globo, totalmente abierta	7.5	350
Válvula de cuña, totalmente abierta	3.8	170
Válvula de compuerta, totalmente abierta	0.15	7
Válvula de compuerta, abierta 3/4	0.85	40
Válvula de compuerta, abierta 1/2	4.4	200
Válvula de compuerta, abierta 1/4	20	900
Codo a 90°, estándar	0.7	32
Codo a 90°, de radio corto	0.9	41
Codo a 90°, de radio largo	0.4	20
Codo a 45°, estándar	0.35	15
Tubo en T, conducto con salida lateral	1.5	67
Tubo en T, conducto recto	0.4	20
	1.6	75

Fuente: Welty, 1991

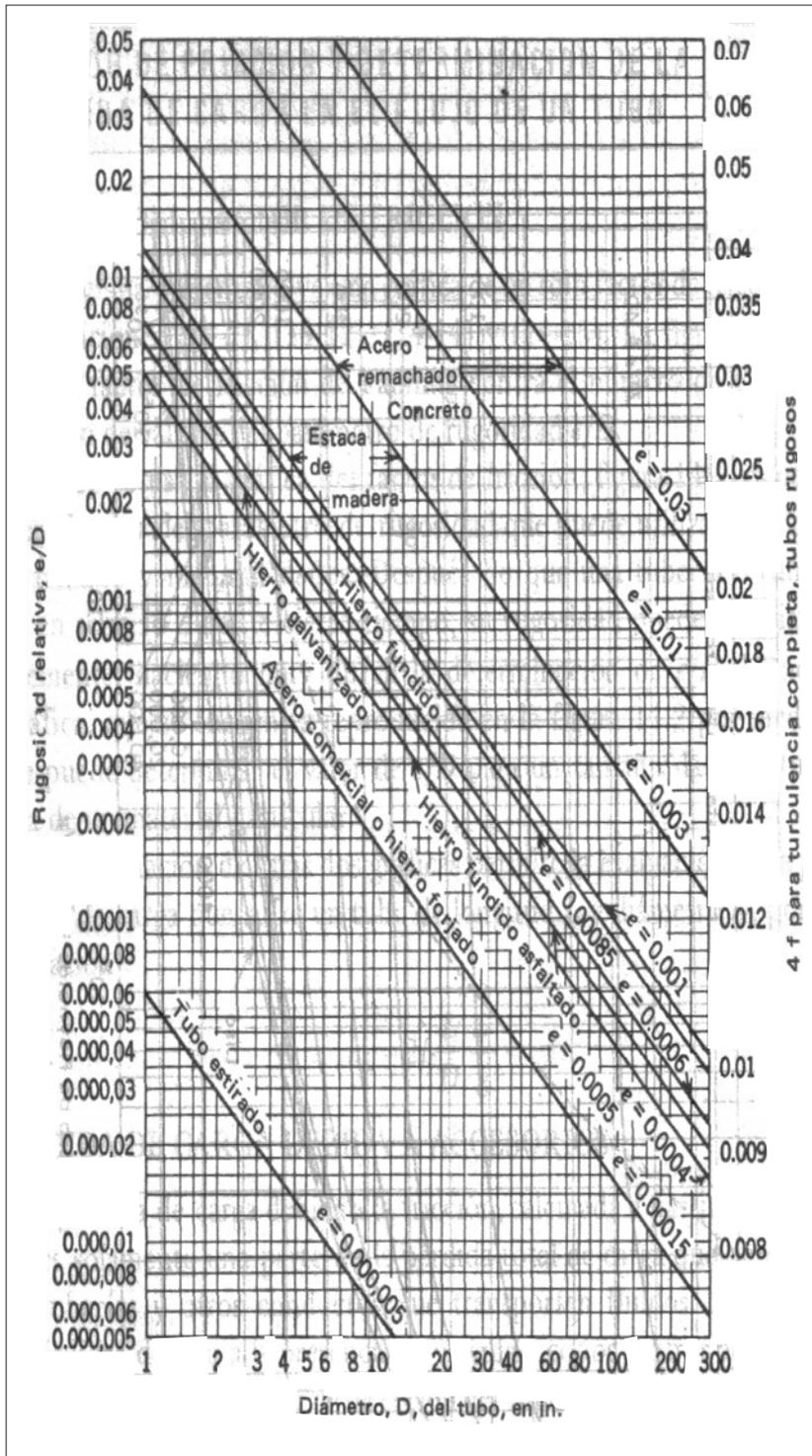


Figura C.1. Rugosidad relativa para tuberías de diferentes materiales (Welty, 1991)

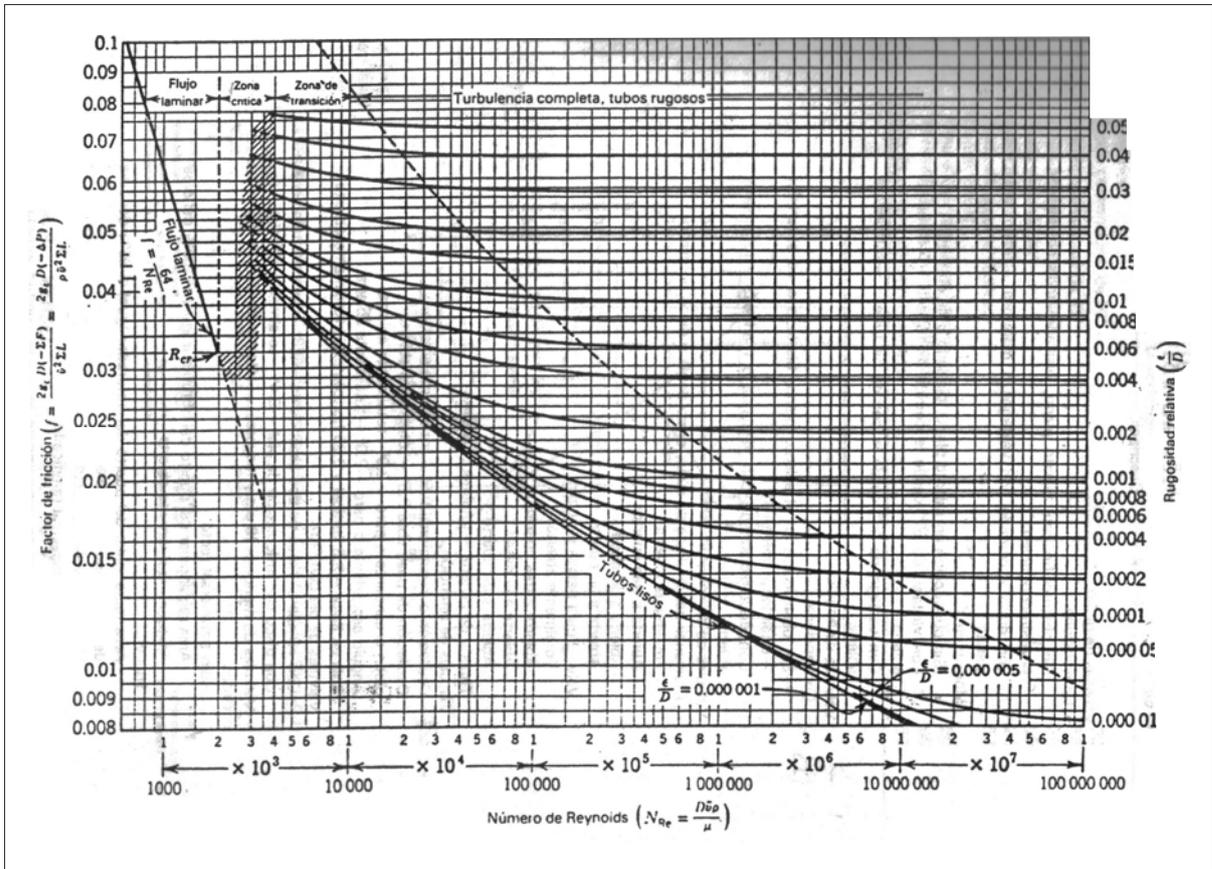


Figura C.2. Diagrama de Moody (Andersen, 1989)

TABLA C.6

Propiedades físicas del agua a presión atmosférica en unidades del sistema inglés

T (°F)	$\rho$ (lb <sub>m</sub> /ft <sup>3</sup> )	$c_p$ (Btu/lb <sub>m</sub> ·°F)	$\mu \times 10^3$ (lb <sub>m</sub> /ft·seg)	$\nu \times 10^5$ (ft <sup>2</sup> /seg)	k (Btu/hr ft °F)	$\alpha \times 10^3$ (ft <sup>2</sup> /hr)	Pi	$\beta \times 10^4$ (1/°F)	$g\beta\rho^2/\mu^2 \times 10^{-4}$ (1/°F·ft <sup>2</sup> )
Agua									
32	62.4	1.01	1.20	1.93	0.319	5.06	13.7	-0.350	
60	62.3	1.00	0.760	1.22	0.340	5.45	8.07	0.800	-17.2
80	62.2	0.999	0.578	0.929	0.353	5.67	5.89	1.30	-48.3
100	62.1	0.999	0.458	0.736	0.364	5.87	4.51	1.80	-107
150	61.3	1.00	0.290	0.474	0.383	6.26	2.72	2.80	-403
200	60.1	1.01	0.206	0.342	0.392	6.46	1.91	3.70	-1010
250	58.9	1.02	0.160	0.272	0.395	6.60	1.49	4.70	-2045
300	57.3	1.03	0.130	0.227	0.395	6.70	1.22	5.60	-3510
400	53.6	1.08	0.0930	0.174	0.382	6.58	0.950	7.80	-8350
500	49.0	1.19	0.0700	0.143	0.349	5.98	0.859	11.0	-17350
600	42.4	1.51	0.0579	0.137	0.293	4.58	1.07	17.5	-30300

Fuente: Welty, 1991

TABLA C.7

Propiedades físicas del agua a presión atmosférica en unidades del sistema internacional

Temperatura <i>t</i> °C	Viscosidad † $\mu'$ , centipoises	Conductividad calorífica * <i>k</i> , kcal/m-h-°C	Densidad ** $\rho$ , kg/m <sup>3</sup>	$f = \left(\frac{k^3 \rho^2 g}{\mu^2}\right)^{1/2}$
0	1,794	0,476	999,87	6 900
5	1,519	0,485	999,99	7 860
10	1,310	0,496	999,73	8 870
15	1,140	0,505	999,13	9 900
20	1,005	0,513	998,23	10 930
25	0,894	0,522	997,07	12 150
30	0,801	0,529	995,67	13090
35	0,723	0,535	994,06	14 160
40	0,656	0,541	992,24	15 260
45	0,599	0,547	990,25	16 370
50	0,549	0,553	988,07	17 510
60	0,470	0,562	983,24	19 680
70	0,406	0,570	977,81	21920
80	0,357	0,577	971,83	24 080
90	0,317	0,582	965,34	26 170
100	0,284	0,586	958,38	28 220
110	0,256	0,588	951,0	30 190
120	0,232	0,589	943,4	32 120
130	0,212	0,589	935,2	33 910
140	0,196	0,589	926,4	36 340
150	0,184	0,589	917,3	36 090

Fuente: McCabe, 1999

TABLA C.8

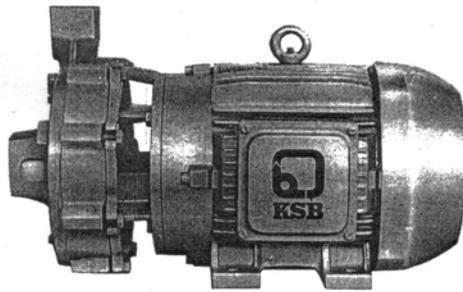
Propiedades físicas del aire a presión atmosférica en unidades del sistema internacional

<i>T</i> (K)	$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	$c_p \times 10^{-3}$ (J/kg · K)	$\mu \times 10^5$ (Pa · seg)	$\nu \times 10^5$ (m <sup>2</sup> /seg)	$k \times 10^2$ (W/m · K)	$\alpha \times 10^5$ (m <sup>2</sup> /seg)	Pr	$\frac{g\beta\rho^2}{\mu^2}$ (1/K · m <sup>3</sup> )
Aire								
250	1,4133	1,0054	1,5991	1,1315	2,2269	1,5672	0,722	2,5768 × 10 <sup>11</sup>
260	1,3587	1,0054	1,6503	1,2146	2,3080	1,6896	0,719	1,4292
280	1,2614	1,0057	1,7503	1,3876	2,4671	1,9448	0,713	1,0085
300	1,1769	1,0063	1,8464	1,5689	2,6240	2,2156	0,708	0,7371
320	1,1032	1,0073	1,9391	1,7577	2,7785	2,5003	0,703	0,5523
340	1,0382	1,0085	2,0300	1,9553	2,9282	2,7967	0,699	0,4168
360	0,9805	1,0100	2,1175	2,1596	3,0779	3,1080	0,695	0,3238
400	0,8822	1,0142	2,2857	2,5909	3,3651	3,7610	0,689	0,2031
440	0,8021	1,0197	2,4453	3,0486	3,6427	4,4537	0,684	0,1330
480	0,7351	1,0263	2,5963	3,5319	3,9107	5,1836	0,681	9,0410 × 10 <sup>9</sup>
520	0,6786	1,0339	2,7422	4,0410	4,1690	5,9421	0,680	6,4201
580	0,6084	1,0468	2,9515	4,8512	4,5407	7,1297	0,680	3,9962
700	0,5040	1,0751	3,3325	6,6121	5,2360	9,6632	0,684	1,7833
800	0,4411	1,0988	3,6242	8,2163	5,7743	11,9136	0,689	1,0024
1000	0,3529	1,1421	4,1527	11,1767	6,7544	16,7583	0,702	0,4462

Fuente: Welty, 1991

# KSB ETABloc

## Bomba Centrífuga para Uso General



LÍNEA : **ETA**  
VERSIÓN : **Bloc**

INGENIERIA DE BOMBAS, C.A.

### Aplicación

La bomba KSB ETA Bloc se recomienda para bombear líquidos limpios o turbios y se aplica básicamente en:

- Suministro de agua en industrias
- Riego
- Circulación de condensados
- Instalaciones en edificios urbanos
- Aire acondicionado
- Servicios de refrigeración

### Descripción

Horizontal, de una sola etapa, con succión horizontal simple y descarga vertical, acoplada al motor eléctrico en el sistema monobloc.

### Denominación

KSB    ETA    Bloc 32 - 200 / 15 2

Marca ————— KSB

Modelo ————— ETA

Versión: Bloc ————— Bloc

Diámetro Nominal de la Boca de Descarga (mm) ————— 32

Diámetro Nominal del Rodete (mm) ————— 200

Potencia del Motor (HP) ————— 15

Número de polos ————— 2

### Datos de la Operación

Tamaños ————— - DN 32 Hasta 65

Caudal ————— - hasta 180 m<sup>3</sup>/h.

Elevación ————— - hasta 100 m.

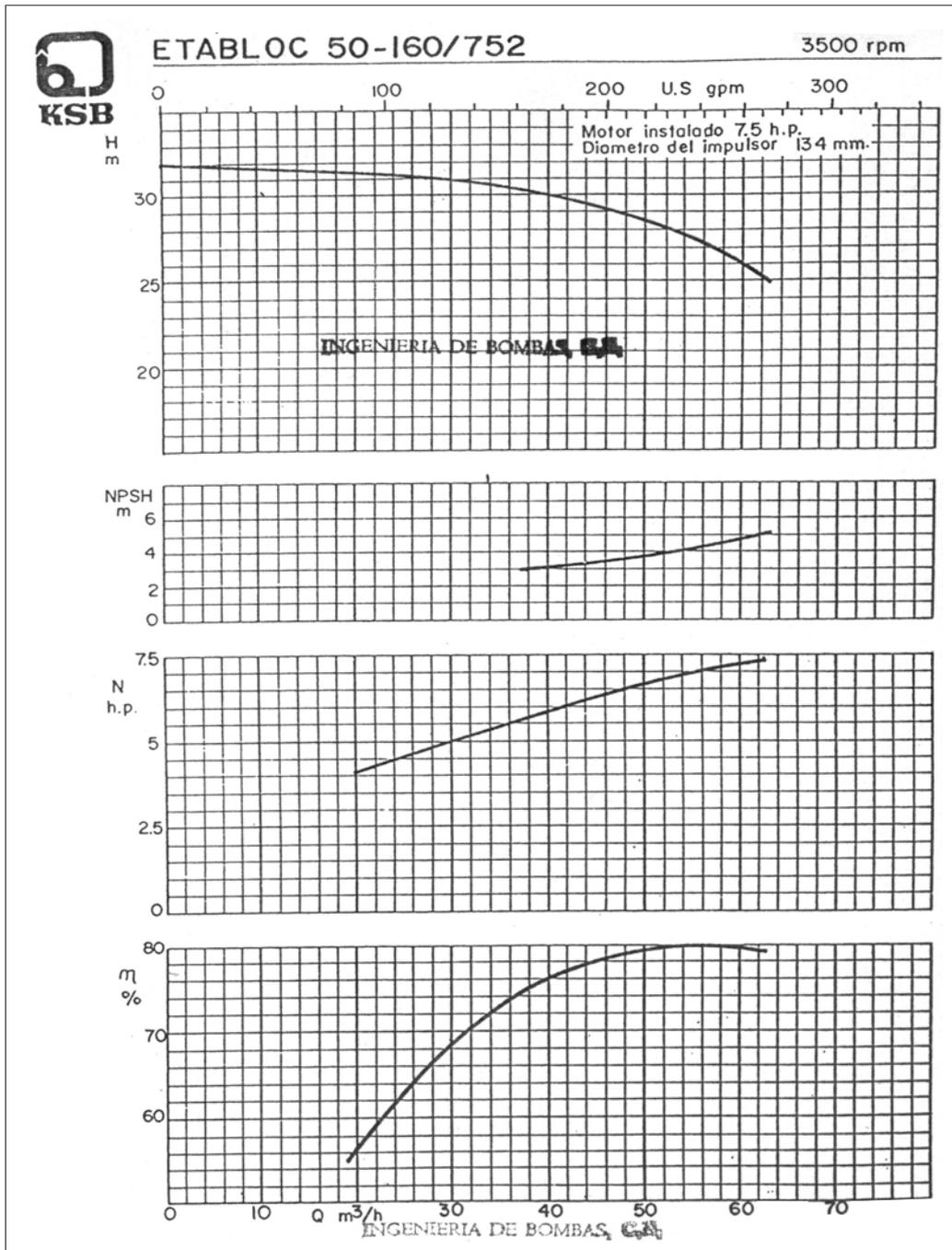
Temperatura ————— - hasta 140°C.

Presión máxima en el cuerpo — - 16 bar.

Velocidad de giro ————— - 3.500 r.p.m. y 1.750 r.p.m.

Bombas  
Válvulas  
  
**KSB**  
KSB Venezolana, C.A.

**Figura C.3. Características generales de las bombas modelo ETABloc**  
(KSB Venezolana, C.A., s.f.)



**Figura C.4. Curvas características de la bomba modelo ETABloc 50-160/752**  
 (KSB Venezolana, C.A., s.f.)

TABLA C.9  
Propiedades físicas de algunos metales

Composición	Punto de fusión (K)	Propiedades a 300 K				Propiedades a varias temperaturas (K)									
		$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	$c_p$ (J/kg · K)	$k$ (W/m · K)	$\alpha \cdot 10^6$ (m <sup>2</sup> /s)	$k$ (W/m · K)/ $c_p$ (J/kg · K)									
						100	200	400	600	800	1000	1200	1500	2000	2500
Aceros puros	1810	7870	447	80.2	23.1	134 216	94.0 384	69.5 490	54.7 57.4	43.3 680	32.8 975	28.3 609	22.1 654		
Aceros al carbón															
Carbón ordinario (Mn ≤ 1%, Si ≤ 0.1%)		7854	434	60.5	17.7			56.7 487	48.0 559	39.2 685	30.0 1169				
AISI 1010		7832	434	63.9	18.8			58.7 487	48.8 559	39.2 685	31.3 1168				
Carbón-silicio (Mn ≤ 1%, 0.1% < Si ≤ 0.6%)		7817	446	51.9	14.9			49.8 501	44.0 582	37.4 699	29.3 971				
Carbón-manganeso-silicio (1% < Mn ≤ 1.65%, 0.1% < Si ≤ 0.6%)		8131	434	41.0	11.6			42.2 487	39.7 559	35.0 685	27.6 1090				
Aceros con cromo (bajo)															
1Cr-1Mo-Si (0.18% C, 0.65% Cr, 0.23% Mo, 0.6% Si)		7822	444	37.7	10.9			38.2 492	36.7 575	33.3 688	26.9 969				
1Cr-1Mo (0.16% C, 1% Cr, 0.54% Mo, 0.39% Si)		7858	442	42.3	12.2			42.0 492	39.1 575	34.5 688	27.4 969				
1Cr-1V (0.2% C, 1.02% Cr, 0.15% V)		7836	443	48.9	14.1			46.8 492	42.1 575	36.3 688	28.2 969				
Aceros inoxidables															
AISI 302		8055	480	15.1	3.91			17.3 512	20.0 559	22.8 585	25.4 606				
AISI 304	1670	7900	477	14.9	3.95	9.2 272	12.6 402	16.6 515	19.8 557	22.6 582	25.4 611	28.0 640	31.7 682		
AISI 316		8238	468	13.4	3.48			15.2 504	18.3 550	21.3 576	24.2 602				
AISI 347		7978	480	14.2	3.71			15.8 513	18.9 559	21.9 585	24.7 606				

Fuente: Incropera, 1999

TABLA C.10  
Composición química del Hastelloy G-30

Ni <sup>a</sup>	Co	Cr	Mo	W	Fe	Si*	Mn	C*	Others
43	5.0**	28.0- 31.5	4.0- 6.0	1.5- 4.0	13.0- 17.0	0.8**	1.5**	0.03**	Cb + Ta = 0.3-1.5 Cu = 1.0-2.4 P = 0.04** S = 0.02**

\*The undiluted deposited chemical composition of G-30 alloy covered electrodes has 0.04 percent carbon and 1.0 percent silicon.

\*\*Maximum.

<sup>a</sup> As-balance

Fuente: Haynes Internacional, 1997

TABLA C.11  
Propiedades físicas del Hastelloy G-30

	Temp., °F	British Units	Temp., °C	Metric Units
Density	70	0.297 lb./in. <sup>3</sup>	22	6.22 gm/cm <sup>3</sup>
Electrical	75	45.7 microhm-in.	24	1.16 microhm-m
Resistivity	212	46.1 microhm-in.	100	1.17 microhm-m
	392	46.9 microhm-in.	200	1.19 microhm-m
	572	47.6 microhm-in.	300	1.21 microhm-m
	752	48.4 microhm-in.	400	1.23 microhm-m
	932	48.8 microhm-in.	500	1.24 microhm-m
	1112	49.2 microhm-in.	600	1.25 microhm-m
Thermal Conductivity	75	71 Btu-in./ft. <sup>2</sup> -hr.-°F	24	10.2 W/m-K
	212	83 Btu-in./ft. <sup>2</sup> -hr.-°F	100	11.9 W/m-K
	392	100 Btu-in./ft. <sup>2</sup> -hr.-°F	200	14.4 W/m-K
	572	116 Btu-in./ft. <sup>2</sup> -hr.-°F	300	16.7 W/m-K
	752	130 Btu-in./ft. <sup>2</sup> -hr.-°F	400	18.7 W/m-K
	932	141 Btu-in./ft. <sup>2</sup> -hr.-°F	500	20.3 W/m-K
Mean Coefficient of Thermal Expansion	66-200	7.1 microinches/in.-°F	39-93	12.8 x 10 <sup>-6</sup> /m-K
	66-400	7.7 microinches/in.-°F	30-204	13.9 x 10 <sup>-6</sup> /m-K
	66-600	8.0 microinches/in.-°F	30-316	14.4 x 10 <sup>-6</sup> /m-K
	66-800	8.3 microinches/in.-°F	30-427	14.9 x 10 <sup>-6</sup> /m-K
	66-1000	8.6 microinches/in.-°F	30-538	15.5 x 10 <sup>-6</sup> /m-K
	66-1200	8.9 microinches/in.-°F	30-649	16.0 x 10 <sup>-6</sup> /m-K
66-1400	8.9 microinches/in.-°F	30-760	16.0 x 10 <sup>-6</sup> /m-K	

Fuente: Haynes Internacional, 1997

TABLA C.12

Composición química de diferentes aleaciones

Alloy	Ni	Cr	Mo	W	Fe	Others
C (N10002)	Bal	16	16	4	6	-
625 (N06625)	Bal	22	9	-	3	Cb
C-276 (N10276)	Bal	16	16	4	5	-
C-4 (N06455)	Bal	16	16	-	2	-
22 (N06022)	Bal	21	13	3	3	-
686 ( N06686)	Bal	21	16	4	2	-
59 (N06059)	Bal	23	16	-	<1	-

Fuente: ThyssenKrupp VDM USA, Inc., s.f.

TABLA C.13  
Propiedades físicas del Hastelloy C-276

Physical Property	Temperature (°F)	Temperature (°C)	Metric Units
Density (g/cm <sup>3</sup> )	72	22	8.89
Mean Coefficient of Thermal Expansion (m/m-K)	75-200	24-93	11.2 x 10 <sup>-6</sup>
	75-400	24-204	12.0 x 10 <sup>-6</sup>
	75-600	24-316	12.8 x 10 <sup>-6</sup>
	75-800	24-427	13.2 x 10 <sup>-6</sup>
	75-1000	24-538	13.4 x 10 <sup>-6</sup>
Thermal Conductivity (W/m-K)	-270	-168	7.2
	-100	-73	8.6
	0	-18	9.4
	100	38	10.2
	200	93	11.1
	400	204	13.0
	600	316	15.0
	800	427	16.9
	1000	538	19.0
Specific Heat (Calculated) (J/Kg-K)	Room	Room	427

Fuente: TRD,s.f.

TABLA C.14

Composición química de diferentes aceros inoxidables

Element	Percent by Weight Maximum Unless Range is Specified			
	316	316L	317	317L
Carbon	0.08	0.030	0.08	0.030
Manganese	2.00	2.00	2.00	2.00
Silicon	0.75	0.75	0.75	0.75
Chromium	<u>16.00</u>	<u>16.00</u>	<u>18.00</u>	<u>18.00</u>
	18.00	18.00	20.00	20.00
Nickel	<u>10.00</u>	<u>10.00</u>	<u>11.00</u>	<u>11.00</u>
	14.00	14.00	15.00	15.00
Molybdenum	<u>2.00</u>	<u>2.00</u>	<u>3.00</u>	<u>3.00</u>
	3.00	3.00	4.00	4.00
Phosphorus	0.045	0.045	0.045	0.045
Sulfur	0.030	0.030	0.030	0.030
Nitrogen	0.00	0.00	0.10	0.10
Iron	Bal.	Bal.	Bal.	Bal.

Fuente: Ferguson Metals, 2006

TABLA C.15

Propiedades del acero inoxidable 316L

Properties	Value	Comment
<b>Physical Properties</b>		
Density	7.99 g/cc	
<b>Mechanical properties</b>		
Hardness, Rockwell B	79	
Tensile Strength, Ultimate	558 Mpa	
Tensile Strength, Yield	290 Mpa	0.2 % YS
Elongation at Break	50%	in 2 inches
Modulus of Elasticity	193 Gpa	Tension
Modulus of Elasticity	77 Gpa	Torsion
<b>Thermal properties</b>		
CTE, linear 20°C	16 µm/m-°C	0 to 100 °C
CTE, linear 20°C	19.9 µm/m-°C	0 to 871 °C
Heat Capacity	0.5 J/g-°C	0 °C to 100 °C
Thermal Conductivity	16.2 W/m-K	100 °C
Thermal Conductivity	21.4 W/m-K	500 °C

Fuente: Lenntech, 2007

TABLA C.16

Composición química del alloy 31

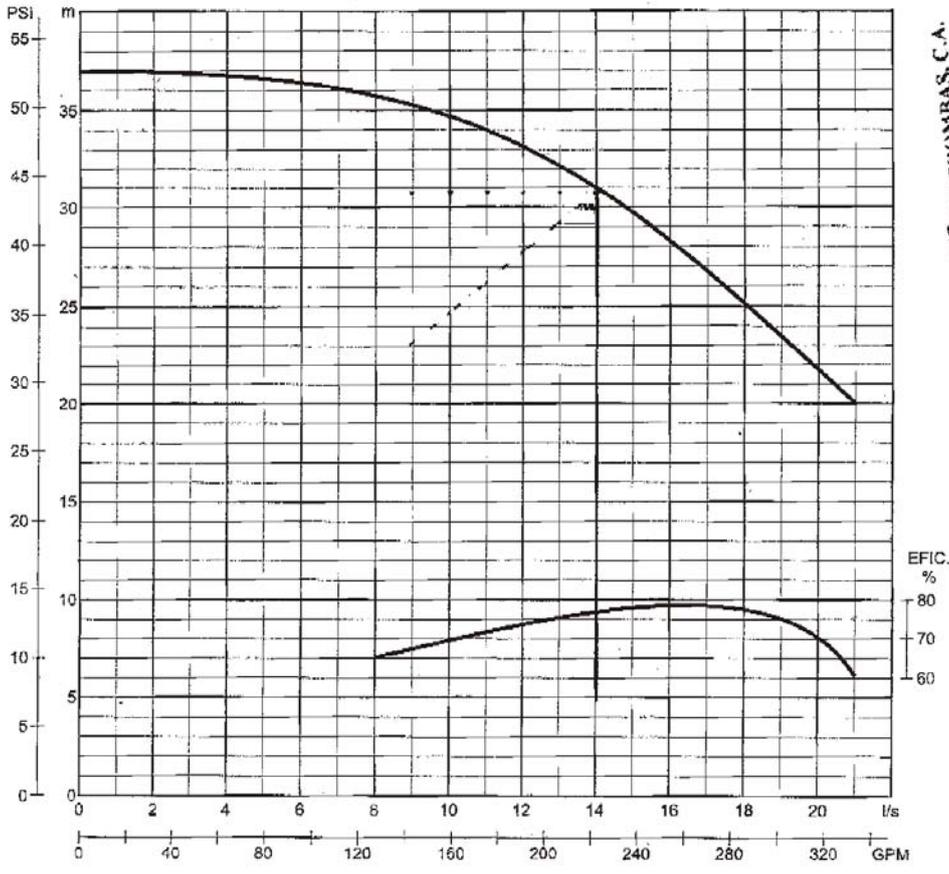
Componente	Ni	Cr	Mo	Cu	N	Mn	C
Porcentaje (%)	31	27	6,5	1,2	0,2	1,7	0,01

Fuente: BRILL, 1998



**BOMBAS CENTRÍFUGAS DE VOLUTA**  
**MODELO: CL y CLR-2-160-7.5 / 7,5HP / Ø Imp. 138 mm**

**CURVAS CARACTERÍSTICAS**



VENEBOOMBAS, C.A.  
 RIF J-3112324-4  
 Telfs (0241) 864.1623 - 838.9728  
 Fax: 884.26.23

**Figura C.5. Curvas características de la bomba bombagua (Venebombas, C.A., s.f.)**

## VENEBOOMBAS, C.A

ZONA INDUSTRIAL CARABOBO, AV PANCHO PEPE CROQUER, C C ARPE  
 NAVE D, LOCAL 10, VALENCIA, EDO CARABOBO  
 Tel: 0241-8641623 - 8389728 Fax: 0241-8642623  
 Email: venebombas@cantv.net  
 www.venebombas.com

### Cotizacion

Numero 236-09-07  
 Fecha 07/09/2007

Para:

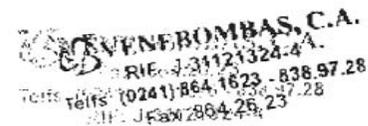
NEGROVEN, S.A.  
 ATTN: JOSE G LOPEZ / COMPRAS  
 NUMERO REQUISICION: N/A  
 FAX: 0241 8749515

De:

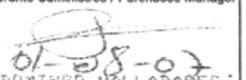
VENEBOOMBAS C.A.  
 LUIS VALLES  
 0414 3591291 / lvalles@venebombas.com

Pos	Descripcion	Cantidad	UNIDAD	Precio Unitario	Precio de Venta
1	BOMBA CENTRIFUGA MARCA BOMBAGUA MODELO CL 2-160-7,5T CONEXIÓN 220/460 VAC 60 HZ SUCCION 2 1/2" DESCARGA 2" BRIDADA (MODELO QUE SUSTITUYE A LA KSB ETABLOC 50-160 7,6 HP 3500 RPM, TANTO HIDRAULICAMENTE Y DIMENSIONALMENTE)  ANEXO CURVAS	2	PZA	1.922.063	3.844.126
				<b>Sub Total</b>	<b>3.844.126</b>
				Iva 9%	345.971,26
				<b>Total</b>	<b>4.190.096,26</b>

- 1.- Los precios se entienden en: Bolivares, a razón de 2150 Bs / U.S \$. Los mismos se ajustarán a la paridad cambiaria fijada por el Banco Central al momento de la cobranza.
- 2.- Las condiciones de pago son: Crédito a treinta días.
- 3.- Tiempo de entrega: inmediato colocada su orden de compra (salvo venta previa)
- 4.- Lugar de entrega: Almacén Negroven Valencia, Edo Carabobo.
- 5.- Validez de la oferta: 05 días.


**VENEBOOMBAS, C.A.**  
 RIF: J-31121324-4  
 Tel: (0241) 864 1623 - 838 97 28  
 Fax: 0241 864 26 23

**Figura C.6. Oferta bombagua por Venebombas, C.A. (Venebombas C.A., 2007)**

 <b>NEGROVEN S.A.</b> CAPITAL Bs. 360.000.000,00 - I- 00050787 - 2 Zona Industrial Municipal Sur, Av. Domingo A. Olavarría. Telfs.: 8332675 - 8321712 - 8321830 - 8320133. Fax.: (0241) 8320429 Apartado 452 - Valencia 2003 - Venezuela		<b>ORDEN DE COMPRA PURCHA E ORDER</b> <input checked="" type="checkbox"/> Nacional / Domestic <input type="checkbox"/> Importación / Import		Nº.: 29675-000-03 Hoja / Sheet: 1 Fecha / Date: 30/07/2007		
Proveedor / Supplier: SISTEMAS AUTOMÁTICOS INDUSTRIALES, C.A. URB. IND. CARABOBO D.C. NEVERI LOCAL 87-A-91 Email: sainve@cantv.net VALENCIA			Enviar a / Ship to: Almacén de Materiales - NEGROVEN S.A Av. Domingo Olavarría Zona Industrial Sur			
Código / Code: 901803    FAX: 0241- 8324861			Condiciones de Pago/ Payment Terms: Crédito 30 días.			
EL PROVEEDOR (VENDEDOR) ACOGE LAS CONDICIONES ESTIPULADAS EN EL ANVERSO Y REVERSO DE ESTA ORDEN. EL NUMERO DE LA ORDEN DEBE APARECER EN LA FACTURA Y DOCUMENTOS DE ENTREGA RESPECTIVOS. THE VENDOR (SUPPLIER) AGREES WITH ALL CONDITIONS REQUIRED IN OBVERSE AND REVERSE OF THIS ORDER. THE NUMBER OF THIS ORDER MUST APPEAR ON THE INVOICE AND ALL DOCUMENTS RELATED TO						
Reng. / Item	Código de Producto / Product Code Descripción / Description	Cantidad/ Quantity	Unidad/ Unit	Fecha de Entrega/ Delivery Date	Precio Unitario / Unit Price	Importe Total / Total Amount
	5303008 CONTROL DE TEMPERATURA. MARCA VENTROL. SERIE TERMO- TROL 2000. VOLTAJE 120/220 VAC. 60 HZ. PARA TERMO- DUPLAS TIPO G Y K. EQUIVALENTE TIPO DE1040CT-102900-C, MARCA HONEYWELL.	1,00	PZ	26/07/07	730.415,00	3.041.660,00
					TOTAL BS :	3.041.660,00
6080050 / 06-08-07						
El cumplimiento en los tiempos de entrega puede traer como consecuencia la suspensión temporal del proveedor por parte de Negroven, S.A.						
Observaciones / Remarks: Uso: reposición de Almacén		Comprador / Buyer  MARÍA	Gerente Suministros / Purchases Manager  DOMINGO	Firma Autorizada / Authorized Signature 	Aceptado Proveedor / Accepted Vendor Firma/Signature: Fecha/Date: Sello:	
F-SUM-004		3ra. COPIA - ALMACEN DE MATERIALES / SOLICITANTE				Rev 01

**Figura C.7. Oferta controladores de temperatura para el calentador de agua**  
(Sistemas automáticos industriales, C.A., 2002)

NEGROVEN, S.A.  
Rif. J000507872  
Suministros

Req. No.: 30026-000-08  
Pagina.: 1  
Fecha...: 11/09/2007  
Fecha Aprob.: 3/09/2001

**REQUISICION DE COMPRA**  
Procedencia: Nacional

Unidad Solicitante:  
No. Cuenta Contable/No. Cuenta AFE: 900.913235. Moneda: BS

RENG.	CODIGO/DESCRIPCION PRODUCTO	CANTIDAD	U/M	FECHA ** REQUERIDA	PREC./UNITARIO	VALOR ESTIMADO ** MONTO TOTAL
1	1250 ELEMENTOS DETECTOR/TRANSMISOR Conjunto de termocupla y termopozo. Marca: Instrumatik. Material termopozo 310 ss. Tipo de Termocupla: J. Cabezote roscado de aluminio. Cadena en SS 304. Conexión eléctrica: 3/4" NPT. Conexión tipo: Unión "Spring Loaded". Conexión al proceso: 1/2" NPT Longitud de inserción: 4".	3,00	PZ	18/09/07	387.000,00	1.161.000,00

TOTAL ESTIMADO BS : 1.161.000,00

Observaciones:  
Uso: Calentador de agua a  
Peletizadores U-I / U-II  
F-SUM-001

Solicitado por:  
MMORONTA

Aprobado por:

Rev.:03

Figura C.8. Costo termocuplas y termopozos para calentador de agua (Negroven, S.A., 2001)

TABLA C.17

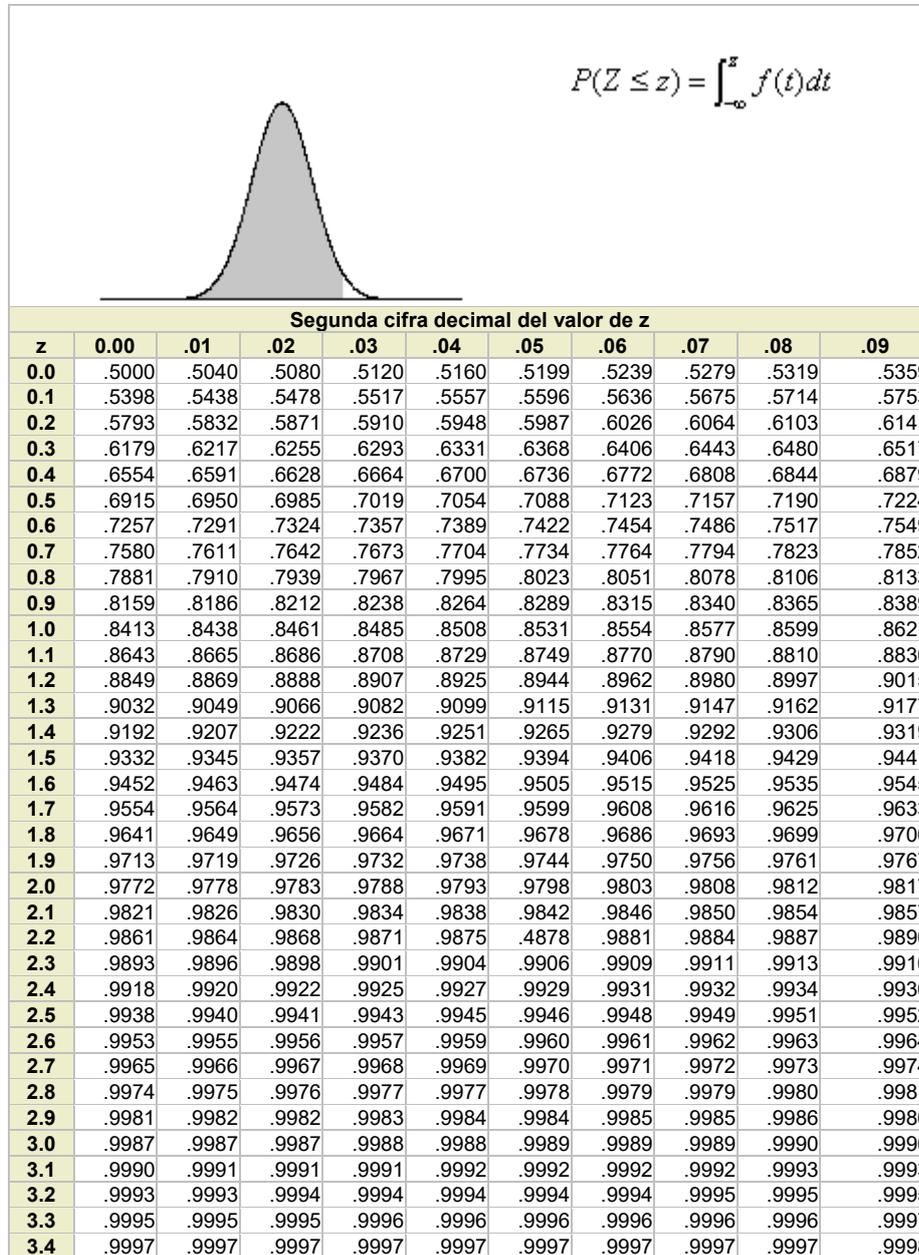
Valor de la unidad tributaria actual

<b>Año</b>	<b>Gaceta Oficial N°</b>	<b>Fecha de publicación</b>	<b>Valor de UT (Bs)</b>
<b>2007</b>	<b>38.603</b>	<b>12/01/2007</b>	<b>37.632</b>
2006	38.350	04/01/2006	33.600
2005	38.116	27/01/2005	29.400
2004	37.876 Reimpresa en 37.877	10/02/2004 11/02/2004	24.700
2003	37.625	05/02/2003	19.400
2002	37.397	05/03/2002	14.800
2001	37.183 Reimpresa en 37.194	24/04/2001 10/05/2001	13.200
2000	36.957	24/05/2000	11.600
1999	36.673	05/04/1999	9.600
1998	36.432	14/04/1998	7.400
1997	36.220	04/06/1997	5.400
1996	36.003	18/07/1996	2.700
1995	36.673	07/04/1995	1.700
1994	Según el Código Orgánico Tributario. Art. N° 229 G.O.4.727 Ext.	27/05/1994	1.000

Fuente: Seniat, 2007

TABLA C.18

Área bajo la curva normal estándar



Fuente: Díaz, 2001

**APÉNDICE D**  
**TABLAS DE DATOS ELECTRÓNICAS**