

DETERMINACIÓN DINÁMICA DE LOS COEFICIENTES  
GLOBALES DE TRANSFERENCIA DE CALOR PARA  
LAS PAILAS ALETEADA, REDONDA, PLANA,  
PIROTUBULAR Y CALDERA ENTERRADA  
(semicilíndrica) USADAS EN LA INDUSTRIA PANELERA

ROSEMBER HERNANDEZ RESTREPO



UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER  
FACULTAD DE INGENIERÍAS FISICOQUÍMICAS  
ESCUELA DE INGENIERÍA QUÍMICA  
BUCARAMANGA

2004

**DETERMINACIÓN DINÁMICA DE LOS COEFICIENTES  
GLOBALES DE TRANSFERENCIA DE CALOR PARA  
LAS PAILAS ALETEADA, REDONDA, PLANA,  
PIROTUBULAR Y CALDERA ENTERRADA  
(semicilíndrica) USADAS EN LA INDUSTRIA PANELERA**

**ROSEMBER HERNANDEZ RESTREPO**

**Trabajo de Grado para optar al título de  
Ingeniero Químico**

**Director:**

**EDGAR FERNANDO CASTILLO MONROY.**

**Ingeniero Químico, Ph. D.**

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER  
FACULTAD DE INGENIERÍAS FISICOQUÍMICAS  
ESCUELA DE INGENIERÍA QUÍMICA  
BUCARAMANGA**

**2004**

## DEDICATORIA

A mi PAPÁ, **RODRIGO EMILIO HERNANDEZ CAÑAS**, mi primer gran maestro de vida, uno de los hombres mas inteligentes que he conocido.

A mi MAMÁ, **MERCEDES CECILIA RESTREPO PUERTA**, mi segunda gran maestra de vida, quien junto con mi papá formó un hermoso hogar donde descubrí todo lo que es la vida, donde aprendí lo que soy y por quienes soy lo que soy.

A **IVÁN DARÍO ARTEAGA CARDONA**, mi tercer gran maestro de vida, quien me orientó en mi formación personal y académica

Cuanto extraño aquellos días en familia.

Gracias por todo, Papá y Mamá.

## AGRADECIMIENTOS

A **Edgar Fernando Castillo**, Ingeniero Químico, director del proyecto, por su apoyo y colaboración.

A **Dorian Prato**, Ingeniero Químico, consultor del proyecto CINTEL-Hornillas.

A **Franco Gómez y Juan Pablo Soler**, estudiantes Ing. Química, por su colaboración en el desarrollo del proyecto.

A **Hugo García**, Ingeniero Agrícola, codirector del proyecto, por su apoyo y colaboración.

A **Esperanza Prada.**, Ingeniera Química, coordinadora del Proyecto CINTEL-Hornillas.

A **Fredy Cortes**, Ingeniero Mecánico, consultor del proyecto CINTEL-Hornillas.

A todo el equipo de trabajo del proyecto CINTEL-Hornillas.

A los funcionarios, trabajadores y empleados de CORPOICA-CIMPA.

A los (as) investigadores (as) y trabajadores (as) del CEIAM.

A, mi familia, por su paciencia y apoyo en este pírrico periodo universitario

.

## CONTENIDO

	Pág.
INTRODUCCION	1
1. TRANSFERENCIA DE CALOR EN HORNILLAS PANELERAS, FUNDAMENTOS TEÓRICOS	4
1.1. DESCRIPCIÓN DEL PROCESO ACTUAL.	4
1.1.1. Extracción de jugos.	4
1.1.2. Prelimpieza.	4
1.1.3. Clarificación.	5
1.1.4. Evaporación.	6
1.1.5. Batido y moldeo.	6
1.1.6. Empaque y almacenamiento.	6
1.2. PROCESO DE TRANSFERENCIA DE CALOR.	6
1.2.1. Intercambiadores de calor.	7
1.2.2. Balance de energía.	10
1.2.3. Coeficientes locales de transferencia de calor convectivos.	10
1.2.4. Coeficientes locales de transferencia de calor radiante.	14
1.3. HORNILLA PANELERA.	15

1.3.1. Área de generación de calor.	16
1.3.2. Área de transferencia de calor.	17
1.3.2.1. Paila semiesférica.	18
1.3.2.2. Paila semicilíndrica.	19
1.3.2.3. Paila plana.	19
1.3.2.4. Paila plana aleteada.	20
1.3.2.5. Paila pirotubular.	21
2. DESARROLLO EXPERIMENTAL	23
2.1. VARIABLES, MONTAJES Y EQUIPOS.	23
2.1.1. Variables	23
2.1.2. Configuraciones.	24
2.1.3. Parámetros geométricos de los intercambiadores usados en la experimentación.	27
2.1.4. Determinación de humedad y flujo de bagazo.	28
2.1.5. Control de nivel de agua evaporada.	29
2.1.6. Análisis de gases de combustion.	30
2.1.7. Registro de los datos de temperatura.	31
2.2. DESCRIPCIÓN DE LAS PRUEBAS EXPERIMENTALES.	33
3. RESULTADOS Y ANÁLISIS DE RESULTADOS	35
3.1. COEFICIENTE EMPÍRICO DE DISEÑO.	35

3.1.1. Paila semicilíndrica.	36
3.1.2. Paila semiesférica.	38
3.1.3. Paila plana.	39
3.1.4. Paila plana aleteada.	40
3.1.5. Paila piroubular.	42
3.1.6. Análisis para la paila plana respecto a la velocidad	44
3.2. COEFICIENTE SEMIEMPÍRICO DE DISEÑO.	45
3.2.1. Paila semicilíndrica.	46
3.2.2. Paila semiesférica.	47
3.2.3. Paila plana.	49
3.2.4. Paila plana aleteada.	50
3.2.5. Paila piroubular.	52
CONCLUSIONES	54
RECOMENDACIONES	56
BIBLIOGRAFIA	57
ANEXOS	

## LISTA DE FIGURAS

	Pág.
Fig. 1. Diagrama de flujo y másico del proceso de elaboración de panela	5
Fig. 2. Montaje de la paila pirotubular en la hornilla y detalle de la parte de dicha paila dentro del ducto.	18
Fig. 3. Esquema de la paila semiesférica y diferentes vistas de la misma	19
Fig. 4. Esquema de la paila semicilíndrica y vista de una de estas en una hornilla	20
Fig. 5. Esquema de la paila plana y vista de su ubicación en una hornilla.	20
Fig. 6. Esquema de la paila plana aleteada y vista de las aletas en una paila comercial.	21
Fig. 7. Esquema de la paila pirotubular y diferentes vistas de la misma	22
Fig. 8. Esquema de la configuración 1	25
Fig. 9. Esquema general de las configuraciones 2 a 7	25
Fig.10. Diagrama de flujo general de las configuraciones de experimentos para una paila X	26

Fig.11. Vista general de los sistemas de control en operación	30
Fig.12. Montaje experimental para el análisis de los gases de combustión	31
Fig.13. Detalle y esquema general del sistema de registro de temperaturas	32
Fig.14. Comportamiento del U para la paila semicilíndrica	36
Fig.15. Comportamiento de la DMLT para la paila semicilíndrica	37
Fig.16. Comportamiento del U para la paila semiesférica	38
Fig.17. Comportamiento de la DMLT para la paila semiesférica	39
Fig.18. Comportamiento del U para la paila plana	40
Fig.19. Comportamiento de la DMLT para la paila plana	40
Fig.20. Comportamiento del U para la paila plana aleteada	41
Fig.21. Comportamiento de la DMLT para la paila plana aleteada	42
Fig.22. Comportamiento del U para la paila pirotubular	43
Fig.23. Comportamiento de la DMLT para la paila pirotubular	43
Fig.24. Comportamiento del U para la paila plana respecto a la velocidad	44

## LISTA DE TABLAS

	Pág.
Tabla 1. Configuraciones de las hornillas analizadas	24
Tabla 2. Geometría de los intercambiadores usados.	27
Tabla 3. Resumen de los parámetros de operación de las pailas.	45
Tabla 4. Calor transferido por la paila semicilíndrica.	46
Tabla 5. Análisis de U para la paila semicilíndrica.	47
Tabla 6. Calor transferido por la paila semiesférica.	48
Tabla 7. Análisis de U para la paila semiesférica.	48
Tabla 8. Calor transferido por la paila plana.	49
Tabla 9. Análisis de U para la paila plana.	50
Tabla 10. Calor transferido por la paila plana aleteada.	51
Tabla 11. Análisis de U para la paila plana aleteada.	51
Tabla 12. Calor transferido por la paila pirotubular.	52
Tabla 13. Análisis de U para la paila pirotubular.	53

## GLOSARIO

**ANTIESPUMANTES.** Sustancias que evitan que en la ebullición los jugos, estos rebosen la altura de la paila.

**BAGACERA.** Lugar donde se almacena el bagazo verde después de la extracción de los jugos de la caña en los molinos.

**BRIX DEL JUGO (°B).** Concentración de sólidos solubles en el jugo, que principalmente son azúcares, varía de acuerdo a las condiciones agronómicas del cultivo de caña, su rango está entre 14 a 23°B.

**BRIX DE LA PANELA (°B).** Concentración de sólidos solubles en la panela, su rango está entre 88 a 94°B.

**CACHAZA.** Impurezas del jugo de la caña de azúcar, las cuales se remueven en la clarificación.

**CEIAM.** Centro de Estudios e Investigaciones Ambientales

**CIMPA.** Centro de Investigación para el Mejoramiento de la Agroindustria Panelera.

**DMLT.** Diferencia Media Logarítmica de Temperatura.

**EMISIÓN CONTAMINANTE.** Descarga proveniente de una fuente fija o móvil de contaminación de aire a través de un conducto o chimenea.

**GASES DE COMBUSTIÓN.** Gases provenientes de la combustión del bagazo, son descargados a la atmósfera a través de la chimenea después de recorrer el ducto y transferir calor a las pailas. Contienen principalmente CO, CO<sub>2</sub>, O<sub>2</sub>, N<sub>2</sub> y vapor de agua.

**HORNILLA PANELERA.** Instalación donde se transforma la energía del combustible en energía calórica para realizar las etapas de clarificación, evaporación y concentración de los jugos de la caña con el fin de obtener el producto llamado Panela.

**Nu.** Número de Nusselt, que es igual a la relación del producto entre en coeficiente local de transferencia de calor con una distancia característica del sistema, y la conductividad térmica del fluido.

**PAILAS.** Recipientes donde ocurren las etapas de clarificación, evaporación y concentración de los jugos de la caña, que actúan como intercambiadores de calor entre estos y los gases de combustión del bagazo.

**Pr.** Número de Prandtl, que es igual a la relación del producto entre la capacidad calorífica con la viscosidad, y la conductividad térmica del fluido.

**Re.** Número de Reynolds, que es igual a la relación entre el producto de la velocidad del fluido con una longitud característica, y la viscosidad cinemática

**TRAPICHE.** Instalación en donde se procesa la caña de azúcar para producir panela.

**U.** Coeficiente Global de Transferencia de Calor

## RESUMEN

### TITULO:

DETERMINACIÓN DINÁMICA DE LOS COEFICIENTES GLOBALES DE TRANSFERENCIA DE CALOR PARA LAS PAILAS ALETEADA, REDONDA, PLANA, PIROTUBULAR Y CALDERA ENTERRADA (semicilíndrica) USADAS EN LA INDUSTRIA PANELERA <sup>1</sup>

### AUTOR:

Rosember Hernández Restrepo<sup>2</sup>

### PALABRAS CLAVES:

Paila, aleteada, redonda, plana, pirotubular, caldera enterrada, semiesférica, semicilíndrica, coeficiente global de transferencia de calor,

### DESCRIPCIÓN:

En la agroindustria panelera se desconoce el valor del coeficiente global de transferencia de calor para los intercambiadores de calor o pailas que se usan y el comportamiento de este parámetro respecto a la temperatura y velocidad de los gases de combustión.

De manera experimental se determinó el coeficiente global de transferencia de calor para las pailas analizadas, encontrando valores entre 15 y 23  $\text{W}/\text{m}^2\text{ }^\circ\text{C}$  para la aleteada, 70 y 80  $\text{W}/\text{m}^2\text{ }^\circ\text{C}$  para la semiesférica, 30 y 90  $\text{W}/\text{m}^2\text{ }^\circ\text{C}$  para la plana, 30 y 35  $\text{W}/\text{m}^2\text{ }^\circ\text{C}$  para la pirotubular y entre 20 y 70  $\text{W}/\text{m}^2\text{ }^\circ\text{C}$  para el caso de la semicilíndrica, encontrando una variación sensible respecto a la temperatura solo en el caso de la paila plana, la cual se analizó respecto a la velocidad de los gases sin encontrar una tendencia o dependencia del coeficiente respecto a esta velocidad.

Según el análisis semiempírico; a través de las correlaciones de Rohsenow para ebullición, Pohlhausen y la teoría de cerramientos para la convección, Stefan-Boltzmann para radiación y la ecuación de Fourier para la conducción de calor en sólidos; se determinó que la mayor resistencia a la transferencia de calor la ofrece la convección y que la radiación aporta más del 50% de la energía transferida.

La paila que presentó un mejor desempeño operacional fue la pirotubular, pues posee una gran cantidad de área de transferencia de calor por espacio ocupado en la hornilla, seguida de la semiesférica y la aleteada; el peor desempeño lo presenta la paila plana.

---

<sup>1</sup> Proyecto de grado

<sup>2</sup> Escuela de Ingeniería Química, Facultad de Ingenierías Físicoquímicas, Universidad Industrial de Santander.

## SUMMARY

### TITLE:

DYNAMIC DETERMINATION OF THE GLOBAL COEFFICIENTS OF HEAT TRANSFERENCE FOR THE FLUTTERED, ROUND, FLAT, PIROTUBULAR and BOILER BURIED (semicylindrical) PAILAS USED IN PANELERA INDUSTRY<sup>3</sup>

### AUTHOR:

Rosember Hernandez Restrepo<sup>4</sup>

### KEY WORDS:

Paila, fluttered, round, flat, pirotubular, buried, hemispheric, semicylindrical boiler, global coefficient of heat transference, agroindustry panelera.

### DESCRIPTION:

In agroindustry panelera the value of the global coefficient of heat transference for the heat exchangers or pailas is not known and the behavior of this parameter with respect to the temperature and speed of combustion gases.

In an experimental way the global coefficient of heat transference was determined for pailas analyzed, finding values between 15 and 23  $W/m^2 \cdot ^\circ C$  for the fluttered one, 70 and 80  $W/m^2 \cdot ^\circ C$  for the hemispheric one, 30 and 90  $W/m^2 \cdot ^\circ C$  for the flat one, 30 and 35  $W/m^2 \cdot ^\circ C$  for the pirotubular one and between 20 and 70  $W/m^2 \cdot ^\circ C$  for the case of the semicylindrical one, finding a sensible variation with respect to the temperature only for the flat paila, which was analyzed with respect to the speed of gases without finding a tendency or dependency of the coefficient with respect to this speed.

According to the semiempirical analysis; through the correlations of Rohsenow for boiling, Pohlhausen and the theory of closings for the convection, Stefan-Boltzmann for radiation and the equation of Fourier for the solid heat conduction; it was determined that the greater resistance to the heat transference its offers through the convection and the radiation contributes more of 50% of the transferred energy.

Paila that displayed a better operational performance was the pirotubular, because it has a great heat transference area by space occupied in hornilla, followed by the hemispheric and the fluttered one; the worse performance was displays for the flat paila.

---

<sup>3</sup> Final Project

<sup>4</sup> Chemical Engineering School, Physical-chemical Engineering Faculty, Universidad Industrial de Santander

## INTRODUCCIÓN

La producción de panela es una de las principales actividades agropecuarias de Colombia. En el año 2002 la caña panelera contribuyó con el 4,1% del valor de la producción de la agricultura sin café y con el 1,9% de la actividad agropecuaria nacional. Ocupó en ese año el puesto 11 en contribución al valor de la producción superando a productos como el maíz, arroz seco, cacao, frijol, sorgo, plátano de exportación, tabaco, algodón, soya, trigo y cebada, entre otros.

De igual manera, participa con el 10,6% del área destinada a cultivos permanentes y con el 6,3% del área total cultivada en Colombia, lo que lo ubica en el quinto lugar entre los cultivos del país, solamente superado por café, maíz, arroz y plátano. Es un producto eminentemente producido en economía campesina, el cual se produce en casi todo el país durante todo el año. Constituye la economía básica de 236 municipios, en doce departamentos.

Se estima que existen cerca de 70.000 unidades agrícolas que cultivan la caña panelera y 15.000 trapiches en los que se elabora panela y miel de caña. Además, genera más de 25 millones de jornales al año y se vinculan a esta actividad alrededor de 350.000 personas, es decir el 12% de la población rural económicamente activa, siendo así el segundo renglón generador de empleo después del café.

El consumo de panela representa el 2,18% del gasto en alimentos de los colombianos. En la medida en que es un edulcorante de bajo costo con importantes aportes de minerales y trazas de vitaminas, se presenta un alto

consumo de panela principalmente en estratos populares, en los que en ocasiones alcanza a representar hasta el 9% del gasto en alimentos. Según cifras de la FAO, 26 países producen panela, dentro de los cuales Colombia ocupa el segundo lugar después de la India, con un volumen que representa el 12,1% de la producción mundial en 2001. Sin embargo, en términos de consumo por habitante, Colombia ocupa el primer lugar con un consumo de 34,2 Kg/Hab de panela al año, cifra que supera de lejos al promedio mundial de 2 Kg/Hab y del mayor productor mundial, la India, cuyo consumo fue de 7,9 Kg/Hab. En Colombia se tiene la Norma Técnica Colombiana NTC 1311 relacionada con la Panela. (Observatorio de Competitividad Agrocadenas Colombia, Ministerio de Agricultura y Desarrollo Rural, 2004)

En Colombia se cuenta con el Centro de Investigación para el Mejoramiento de la Industria Panelera CIMPA, perteneciente a la Corporación Colombiana de Investigación Agropecuaria CORPOICA, que desde hace más de 15 años viene trabajando en el área de transferencia tecnológica. En esta oportunidad, en convenio con el centro de Estudios e Investigaciones Ambientales CEIAM de la Universidad Industrial de Santander UIS y la Universidad Nacional de Colombia sede Bogotá, han participado para el desarrollo de este trabajo, que consiste en determinar los coeficientes globales de transferencia de calor de los intercambiadores de calor usados en la agroindustria panelera.

Este documento se divide en 3 capítulos, en el capítulo 1 se hace una breve descripción del proceso de producción de panela, de las bases teóricas que rigen la transferencia de calor, junto con las relaciones empíricas y semiempíricas que mejor se ajustaron en este trabajo, y por último las zonas en que se divide la hornilla panelera y los intercambiadores de calor que se usan en ella.

En el capítulo 2 se describe la metodología experimental, donde se incluyen las variables medidas y analizadas, los equipos y montajes utilizados, y la forma como se realizaron las pruebas.

En el capítulo 3 se muestra el análisis de resultados hecho de los datos obtenidos para hallar el coeficiente global de transferencia de calor de cada equipo evaluado.

# 1. TRANSFERENCIA DE CALOR EN HORNILLAS PANELERAS FUNDAMENTOS TEÓRICOS.

## 1.1. DESCRIPCIÓN DEL PROCESO ACTUAL.

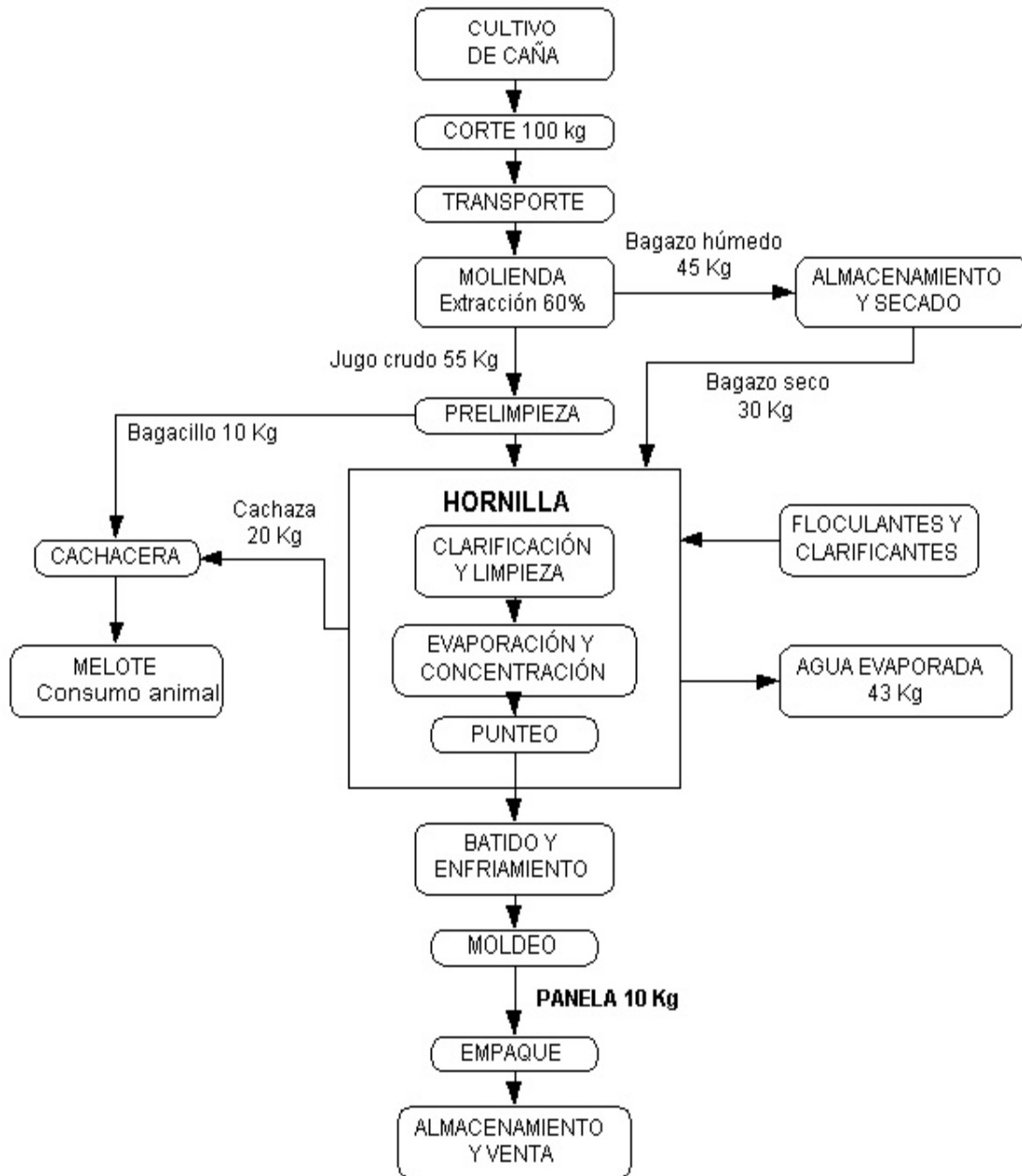
El proceso de producción de panela consiste en concentrar el jugo de la caña de azúcar desde 18 hasta 92 grados Brix por evaporación, manteniendo un pH de 5.5 aproximadamente para inhibir la inversión de la sacarosa. La instalación donde se lleva a cabo este proceso es la hornilla panelera, que se compone de una cámara de combustión donde se quema el bagazo de caña, un ducto y chimenea por donde circulan los gases calientes provenientes de la cámara, y varias pailas ubicadas sobre el ducto que actúan como intercambiadores de calor entre los gases y los jugos. En general, el proceso de elaboración de panela se lleva a cabo en seis etapas, comprendidas desde la molienda de la caña hasta el empaque de la panela, lista para la venta, estas etapas se esquematizan en la figura 1 (junto con un breve balance másico) y se describen brevemente a continuación:

**1.1.1. Extracción de jugos.** Esta etapa se lleva a cabo en un molino, generalmente de hierro, de tres o cinco mazas. En este equipo la caña es sometida a compresión y se obtiene el jugo crudo, el porcentaje de extracción alcanzado normalmente está entre el 40 y el 60% con relación al peso de caña.

**1.1.2. Prelimpieza.** El jugo crudo se dirige por medio de canales a un recipiente metálico denominado "Prelimpiador", equipo diseñado por el

CIMPA; aquí se retiran parte de las impurezas de los jugos debido a la diferencia de densidades de la sustancia.

Figura 1. Diagrama de flujo y másico del proceso de elaboración de panela



**1.1.3. Clarificación.** La paila que recibe los jugos dentro de la hornilla se denomina *Paila recibidora*, allí los jugos se calientan desde la temperatura

ambiente hasta 92 °C. Cuando el jugo alcanza los 65°C, se le añade un mucílago vegetal que actúa como clarificante, con el objeto de separar los residuos de caña remanentes en el jugo y otras sustancias coloidales, los cuales se denominan *cachaza* y son retirados manualmente. Los clarificantes más comunes en la región de la hoya del Río Suárez son el mucílago del balso, cadillo y guásimo.

**1.1.4. Evaporación.** Esta es la operación unitaria más relevante del proceso, donde se aumenta la concentración de sólidos solubles presentes en el jugo; por lo general, se concentran desde 17 °Brix hasta 92 °Brix. En esta etapa, se agrega en algunos casos aceite de higuera o cera de laurel, como agente antiadherente y antiespumante cuando la concentración del jugo es cercana a los 70 °Brix.

**1.1.5. Batido y moldeo.** La miel obtenida (92 °Brix) se lleva a un recipiente donde se agita, hasta lograr airearla y cambiar su textura; luego se lleva a los moldes o gaveras donde se solidifica a temperatura ambiente. Este producto terminado es lo que comúnmente se conoce como panela.

**1.1.6. Empaque y almacenamiento.** La panela producida es empacada para su comercialización en cajas de cartón, costales de fique o bolsas de papel.

## **1.2. PROCESO DE TRANSFERENCIA DE CALOR**

Cuando se necesita transferir energía térmica a un fluido para calentarlo, para que cambie de fase o para enfriarlo, lo más común en la industria es usar otro fluido que posee una temperatura mayor o menor al primero (según

sea el caso) y unas propiedades de transporte óptimas para el proceso particular. Estos dos fluidos se ponen en contacto térmico en equipos llamados “intercambiadores de calor”; estos equipos poseen diseños muy variados según los tipos de fluidos que van a intercambiar energía, destacándose el intercambiador llamado “de carcasa y tubos” como uno de los más populares

**1.2.1. Intercambiadores de calor.** Los intercambiadores de calor cuentan con una ecuación de diseño que se expresa de la siguiente forma:

$$dA = \frac{dQ}{U\Delta T} \quad \text{ec. (1)}$$

En donde  $dA$  es el elemento de área superficial que se requiere para transferir una cantidad de calor  $dQ$  en un punto en el intercambiador donde el coeficiente global de transferencia de calor es  $U$  y la diferencia global de temperaturas masivas entre las dos corrientes es  $\Delta T$ . Si se basa  $U$  sobre el área de la superficie exterior  $A_0$  (suponiendo que está en contacto con el fluido caliente) se obtiene:

$$U_0 = \frac{1}{\frac{1}{h_0} + R_{d0} + \frac{x A_0}{k_w A_{wm}} + \left( \frac{1}{h_i} + R_{di} \right) \frac{A_0}{A_i}} \quad \text{ec. (2)}$$

Donde:

$U_0$  = coeficiente global de transferencia de calor con base a la superficie exterior. (J/(s.m<sup>2</sup>.K))

$h_0$  = suma del coeficiente de transferencia por convección y radiación para el fluido externo. (J/(m<sup>2</sup>.s.K))

$h_i$  = coeficiente de transferencia por convección del fluido interno. (J/(m<sup>2</sup>.s.K))

$R_{d0}$  = factor de ensuciamiento externo. ((s.K)/J)

$R_{di}$  = factor de ensuciamiento interno. ((s.K)/J)

$x$  = espesor de la placa de intercambio de calor. (m)

$k_w$  = conductividad térmica de la placa de intercambio de calor. (J/(m.s.K))

$A_0$  = área de la superficie exterior. (m<sup>2</sup>)

$A_i$  = área de la superficie interior. (m<sup>2</sup>)

$A_{wm}$  = área media de las superficies de la placa de intercambio de calor. (m<sup>2</sup>)

La ec. (1) se puede integrar formalmente para obtener el área exterior que se requiere para transferir cierta carga calorífica; para tal fin se requiere información de  $U_0$  y  $\Delta T$  en función de  $Q$ . En muchos problemas,  $U_0$  varía de manera sensible y en forma no lineal a lo largo del intercambiador, por lo tanto es posible calcular un coeficiente global medio  $U_{0m}$  a partir de la ec. (2) y definir un valor medio de  $\Delta T$ , que generalmente se toma como la media logarítmica DMLT de la siguiente manera:

$$DMLT = \frac{(T_{01} - T_{i2}) - (T_{02} - T_{i1})}{\ln\left(\frac{T_{01} - T_{i2}}{T_{02} - T_{i1}}\right)} \quad \text{ec. (3)}$$

Donde:

$T_{01}, T_{02}$  = temperaturas de entrada y salida del fluido externo. (K)

$T_{i1}, T_{i2}$  = temperaturas de entrada y salida del fluido interno. (K)

De esta manera se tiene que la ec. (1), reordenándola se transforma en:

$$Q_T = U_{0m} * A_0 * DMLT \quad ,$$

o simplemente:

$$Q = U * A_0 * \Delta T_{LM} \quad \text{ec. (4)}$$

La ec. (2) muestra que U es función de varios parámetros como k, que depende del material de construcción; R, que depende de las condiciones de operación; y h, que depende de la naturaleza del fluido, la temperatura y velocidad a la que se encuentre; lo anterior muestra que U es función de la velocidad y temperatura de operación, y cambiará con los distintos tipos de fluido, material de construcción y tipo de intercambiador.

En la ec. (4) el término  $\Delta T_{LM}$  (DMLT) indica las condiciones de operación a las que está sometido el equipo, el término  $A_0$  es el área total de transferencia, por el cual obtenemos el tamaño físico del equipo, y U es el parámetro básico para el diseño del equipo y es característico del tipo de intercambiador de calor. En general, el coeficiente global de transferencia de calor de los intercambiadores de calor usados en la industria se reportan en un intervalo de valores, dependiendo del tipo de intercambiador de calor y del tipo de fluido.

En la industria panelera, los dos fluidos que generalmente intercambian calor son los gases de combustión del bagazo (humo) y el jugo o miel de la caña, los cuales se ponen en contacto térmico en la paila, fondo o tacho. De esta manera tenemos que nuestro intercambiador de calor es esta paila y por lo tanto debe cumplir con la ecuación de diseño y poseer un coeficiente global de transferencia de calor (U). Una de las deficiencias de la agroindustria panelera es que no existe una determinación rigurosa de este vital parámetro, lo que conduce a un diseño ineficiente de los intercambiadores (pailas) y un mal desempeño energético y ambiental de la hornilla

**1.2.2. Balance de energía.** A la hora de evaluar el coeficiente global de transferencia de calor de un equipo de intercambio de calor, nos encontramos con que no existe un protocolo estándar para evaluar el comportamiento térmico de estos equipos, por esto este análisis se realiza basándose en la primera ley de la termodinámica en condiciones de estado estable.

Del balance global de energía tenemos que la energía cedida por el fluido de mayor temperatura (caliente) es tomada por el fluido de menor temperatura (frío), este fenómeno provoca cambios en los fluidos como se indica en la ec. (5) y ec. (6).

$$Q = m \int_{T_1}^{T_2} C_p^* dT \quad \text{ec. (5)}$$

$$Q = m_e \lambda_e \quad \text{ec. (6)}$$

Donde:

Q = calor transferido por el (o al) fluido. (J)

m = masa del fluido que cambia de temperatura. (kg)

Cp = capacidad calorífica del fluido. (J/(kg.K))

T<sub>1</sub> = Temperatura del fluido a la entrada del intercambiador. (K)

T<sub>2</sub> = Temperatura del fluido a la salida del intercambiador. (K)

m<sub>e</sub> = masa de fluido que cambia de fase. (kg)

λ<sub>e</sub> = calor latente de cambio de fase. (J/kg)

**1.2.3. Coeficientes locales de transferencia de calor convectivos.** Se define el coeficiente local de transferencia de calor h, también llamado

coeficiente de película o conductancia superficial como el parámetro que relaciona el flujo de calor  $Q$  entre una superficie y un fluido como relación lineal con la temperatura dado por la ley de enfriamiento de Newton

$$Q = A * h * \Delta T \quad \text{ec. (7)}$$

La determinación de los coeficientes locales de transferencia de calor convectivos siempre ha sido una tarea difícil cuya determinación teórica solo se ha realizado para sistemas con geometrías muy específicas y en régimen de flujo laminar. Para los demás sistemas (casi todos los de la vida real) se han desarrollado correlaciones empíricas y semiempíricas que han servido para aproximar las estimaciones sobre transferencia de calor con intervalos de confianza que van desde el 10% hasta el 40%; estos intervalos de confianza nos muestran cuán difícil es la estimación exacta de los coeficientes locales de transferencia de calor.

Dentro de las teorías que existen se encuentran la de la capa límite, que fue propuesto por Prandtl y ha tenido mucho éxito en varios casos prácticos, por la simplificación que presenta de las ecuaciones de balance de movimiento y energía. Este concepto divide el flujo en 2 zonas, una capa muy delgada adherida al cuerpo, donde se da casi toda la resistencia térmica y existen los mayores gradientes de velocidad y temperatura, y otra zona fuera de la capa límite llamada zona de flujo potencial, donde la temperatura y velocidad se pueden considerar constantes, la condición de aplicación de esta teoría es que los gradientes en la dirección de flujo sean mucho menores que los gradientes entre el seno del fluido y la superficie

El flujo laminar externo para convección forzada se puede considerar cuando el fluido ataca al cuerpo con el que va a transferir calor, esto es, que el flujo del fluido llega hasta el borde del cuerpo y comienza a formarse un perfil de

velocidad y temperatura en el fluido debido al contacto con el cuerpo. Este perfil se encuentra dentro de la capa límite laminar y Pohlhausen ofrece una solución exacta al problema de transferencia de calor que se define como

$$Nu_x = 0,332 Pr^{1/3} Re_x^{1/2} \quad \text{ec. (8)}$$

Esta relación muestra el número de Nusselt en función del número de Prandtl y del número de Reynolds en cualquier posición  $x$  sobre el cuerpo desde el borde del mismo donde el fluido lo ataca, dentro de la capa límite. El número de Nusselt medio para toda la región donde es aplicable la capa límite se obtiene por

$$Nu_m = 2Nu_x|_{x=L} \quad \text{ec. (9)}$$

Lo que significa que el coeficiente medio de transferencia de calor en toda la longitud  $L$  de la capa límite es igual al doble del valor del coeficiente de transferencia de calor en  $x=L$

Otra de las teorías desarrolladas de manera empírica para obtener el coeficiente local de transferencia de calor entre gases y sólidos es la Teoría de Cerramientos, la cual ofrece relaciones para la transferencia de calor convectivo entre un gas a velocidades menores a  $10 \text{ m/s}$  y un cuerpo sólido que sobresale en el seno del fluido, debido a que esta velocidad es baja (en especial cuando es menor a  $6 \text{ m/s}$ ) se considera la convección como mixta, que es una combinación entre la convección natural y la forzada. Para estas condiciones, una de las correlaciones más utilizadas es la siguiente

$$h = 1,956 + 1,517\Delta T^{1/3} - 8,29 + 8,05v^{0,605} \quad \text{ec. (10)}$$

Esta correlación es compatible con los modelos analítico de Mc. Adams y experimental de ASHRAE para convección natural, y los modelos contemporáneos de Kimura para convección forzada (MONROY, Manuel M. Comportamiento térmico de cerramientos soleados, un modelo de simulación por diferencias finitas, 1995).

En el caso de un fluido que transfiere calor por convección con la superficie sólida de un recipiente en condiciones de cambio de fase, y más exactamente en ebullición, se tienen las anotaciones que al respecto formuló Rohsenow para ebullición nucleada, las cuales nos muestran el calor máximo por unidad de superficie que se puede obtener para ebullición nucleada, y la diferencia de temperaturas entre la superficie sólida y la temperatura de saturación del fluido

$$q_{m\acute{a}x} = \frac{\pi}{24} \rho_v h_{fg} \left[ \frac{\sigma^* g (\rho_l - \rho_v)}{\rho_v^2} \right]^{1/4} \left( \frac{\rho_l}{\rho_l + \rho_v} \right)^{1/2} \quad \text{ec. (11)}$$

$$\Delta T = \text{Pr}_l^{1,7} \frac{h_{fg} C_{sf}}{c_{pl}} \left[ \frac{q}{\mu_l h_{fg}} \sqrt{\frac{\sigma^*}{g (\rho_l - \rho_v)}} \right]^{0,33} \quad \text{ec. (12)}$$

Donde

$q_{m\acute{a}x}$  = pico de flujo de calor ( $\text{W}/\text{m}^2$ ).

$\rho_v, \rho_l$  = densidad del líquido y del vapor ( $\text{kg}/\text{m}^3$ ).

$h_{fg}$  = calor latente de vaporización ( $\text{J}/\text{kg}$ ).

$\sigma^*$  = tensión superficial en la superficie de separación entre el líquido y el vapor ( $\text{N}/\text{m}$ ).

$g$  = aceleración de la gravedad ( $9,81 \text{ m}/\text{s}^2$ ).

$\Delta T$  = diferencias de temperaturas ente la superficie de calefacción y la masa del líquido en saturación (°C).

$Pr_l$  = Número de Prandtl del líquido saturado.

$C_{sf}$  = Constante empírica de la combinación superficie de calefacción – fluido (valor tomado 0,0133).

$q$  = flujo de calor de la ebullición ( $W/m^2$ ).

$\mu_l$  =viscosidad del líquido saturado ( $kg/(m.s)$ ).

**1.2.4. Coeficientes locales de transferencia de calor radiante.** Cuando dos cuerpos se encuentran separados y a temperaturas diferentes, intercambian energía por medio de emisión y absorción de fotones en todo el espectro electromagnético, en especial en la región infrarroja, sin necesidad de un medio que conduzca la energía; esta transferencia de energía se realiza a la velocidad de la luz.

La transferencia de calor por radiación entre diferentes cuerpos está dada por la ley de Stefan-Boltzmann

$$q = \sigma * (T_G^4 \varepsilon_G - T_l^4 \alpha_{G_l}) * \varepsilon_l \quad \text{ec. (13)}$$

Donde:

$q$  = flujo neto de calor radiante por unidad de área ( $W/m^2$ ).

$\sigma$  = constante de stefan-Boltzmann, cuyo valor es  $5,67 * 10^{-8} W/(m^2.K^4)$

$T_G$  = temperatura del cuerpo emisor (gas) (K)

$T_l$  = temperatura del cuerpo receptor (paila) (K)

$\varepsilon_G$  = emisividad del cuerpo emisor (gas) (adimensional)

$\varepsilon_l$  = emisividad del cuerpo receptor (paila) (adimensional)

$\alpha_{G_l}$  = absortividad del cuerpo emisor (gas) (adimensional)

En el caso de las pailas en la hornilla, solo se considera la transferencia de calor por radiación entre el gas y la paila, ya que ésta es mucho mayor que la transferencia de calor por radiación entre las paredes del ducto y la paila, siendo incluso menor que el error cometido al usar ecuaciones empíricas.

### **1.3. HORNILLA PANELERA.**

Una hornilla panelera, es el lugar donde los jugos se concentran por medio del suministro de calor, hasta convertirlos en panela. En ella se distinguen dos zonas: una donde tiene lugar la producción de calor que se denomina *cámara de combustión*, y otra donde ocurre la transferencia de calor conformada por ducto y pailas donde se concentran los jugos.

Los gases calientes provenientes de la cámara de combustión, circulan a través del ducto donde ceden parte de su calor sensible a las pailas; al final del ducto se encuentra la chimenea por medio de la cual se expulsan los gases de combustión hacia la atmósfera. Los gases de combustión circulan en la hornilla, debido a la diferencia de presión asociada con el movimiento de los gases a través de la chimenea, esto es lo que se denomina *tiro natural*, determinado principalmente por las dimensiones de la chimenea, la temperatura y el flujo de los gases.

Es de resaltar que debido a las condiciones económicas y a la situación geográfica de la mayoría de los trapiches de este sector, generalmente una hornilla panelera no cuenta con sistemas eléctricos o mecánicos dentro del proceso, que le permitan manipular el flujo de bagazo, el exceso de aire, el flujo de gases de combustión o ejercer un control automático sobre las condiciones de operación; por esta razón, los niveles de eficiencia energética

con la tecnología que se dispone actualmente no superan el 65%; además, el proceso de manufactura demanda un alto recurso humano.

**1.3.1. Área de generación de calor.** También llamada cámara de combustión. Es un espacio construido en ladrillo refractario, donde se llevan a cabo las reacciones de combustión, al entrar en contacto el combustible (bagazo) con el comburente (oxígeno) a altas temperaturas; las partes principales de las cámaras usadas en este proceso son: la puerta de alimentación, la parrilla y el cenicero.

La puerta de alimentación permite el ingreso manual del bagazo a la cámara, y por lo general está provista de una tapa para evitar el ingreso de aire frío al proceso o la pérdida de calor mientras no se está alimentando; comercialmente se construyen puertas en hierro de fundición gris.

La parrilla, es un enrejado sobre el cual descansa el bagazo mientras se quema, comercialmente se construyen parrillas en hierro fundido con un periodo de vida superior a dos años de operación y según el tipo de enrejado, la parrilla puede tener entre el 40 y 60% de área libre según el diseño de la hornilla, de esta manera parte del aire requerido para la combustión circula a través de la parrilla.

El cenicero, es el espacio donde se depositan por gravedad las cenizas y el material no quemado del combustible, estos pasan a través de la parrilla y por lo general, el largo y ancho de este es igual al de la cámara con capacidad para almacenar la ceniza producida durante una semana de operación continua.

Actualmente, en el Centro de Investigación para el Mejoramiento de la Agroindustria Panelera-CIMPA, se han desarrollado las cámaras de

combustión Plana-CIMPA y Ward-CIMPA, diseñadas para operar con mayor eficiencia y en condiciones extremas de operación (55% humedad del bagazo).

**1.3.2. Área de transferencia de calor.** En el área de transferencia de calor, se lleva a cabo la concentración de los jugos hasta el punto de panela; esta zona la conforman el ducto y las pailas.

El ducto se construye en ladrillo refractario, de diversas formas geométricas según el criterio del diseñador, puede tener una o dos paredes para contener una capa de aire estancado entre ellas y así aislar el ducto para mejorar la eficiencia del proceso según el presupuesto del diseño;

Los equipos de transferencia de calor usados en la agroindustria panelera son denominados generalmente “pailas”, “tachos” o “fondos”, los cuales ponen en contacto térmico los gases de combustión del bagazo (fluido caliente) con el jugo (o miel) de caña para concentrarlo y así obtener la panela, por ello se pueden denominar “EVAPORADORES ABIERTOS”, además porque no existe un sistema de recolección del vapor generado al concentrar el jugo, con lo cual es liberado a la atmósfera.

Las pailas se disponen sobre y a lo largo del ducto, dejando un espacio libre entre ellos por donde circulan los gases calientes provenientes de la cámara de combustión; de esta manera se transfiere calor por convección y radiación hacia las pailas y por convección en ebullición nucleada hacia los jugos; también se transfiere calor por convección a las paredes del ducto que lo disipan por conducción hacia la tierra y en forma de emisión de gases calientes hacia la atmósfera, esta última forma se considera la pérdida energética más significativa del proceso. La figura 2 muestra la vista general y un detalle de la ubicación de la paila pirotubular dentro del ducto

Al final del ducto se encuentra la chimenea, por donde circulan los gases antes de abandonar la hornilla; generalmente en la base de la chimenea los gases circulan a una temperatura de 300 °C, cuando la eficiencia energética de la hornilla es del 65%.

Fig. 2. Montaje de la paila pirotubular en la hornilla y detalle de la parte de dicha paila dentro del ducto.



En el C.I. CIMPA se han investigado y desarrollado varios tipos de intercambiadores de calor, desde las clásicas semiesféricas, planas y trapezoidales, pasando por el modelo acanalado traído de la India y la semicilíndrica, hasta las planas aleteadas y pirotubulares desarrolladas en Colombia

La siguiente es la característica básica de cada intercambiador de calor usado en este estudio

**1.3.2.1. Paila semiesférica.** La paila semiesférica operada corresponde a un casquete esférico, cuya profundidad normalmente es cercana al 50% del

valor del radio de la esfera que lo genera, es la paila más tradicional en el país y anteriormente se fabricaba en bronce o cobre.

Fig. 3. Esquema de la paila semiesférica y diferentes vistas de la misma



**1.3.2.2. Paila semicilíndrica.** El modelo de paila trabajado fue la paila semicilíndrica tipo, la cual se obtiene de hacer un corte a un cilindro circular hueco a lo largo de su eje, obteniendo así dos pailas de un mismo cilindro, las cabezas del cilindro son aproximadamente esféricas, también es de las pailas tradicionales.

**1.3.2.3. Paila plana.** Esta paila es un tronco de pirámide, el cual se encuentra abierto en su base mayor, y su base menor se encuentra expuesta

a los humos para transferencia de calor, es una paila de uso tradicional en Cundinamarca y Santander.

Fig. 4. Esquema de la paila semicilíndrica y vista de una de estas en una hornilla

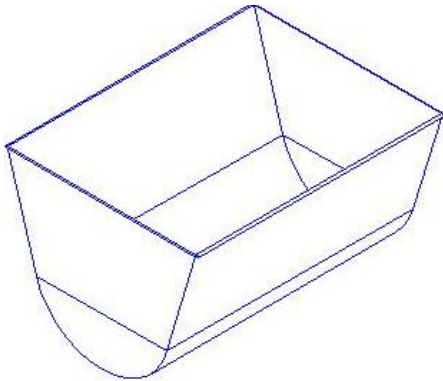
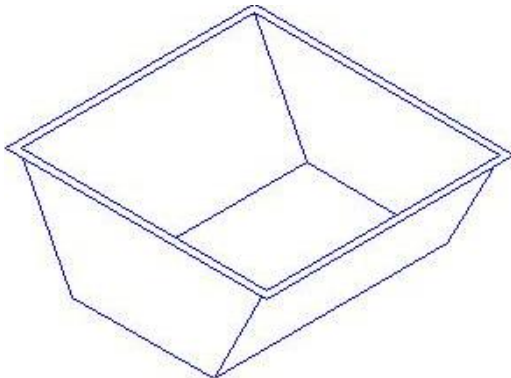
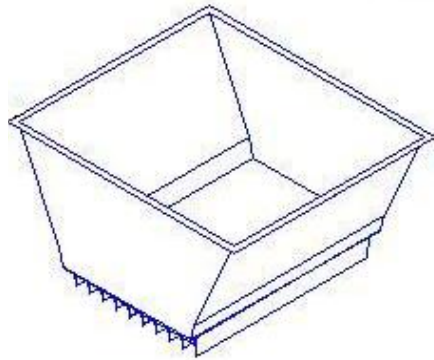


Fig. 5. Esquema de la paila plana y vista de su ubicación en una hornilla.



**1.3.2.4. Paila plana aleteada.** Esta paila corresponde al mismo tronco de cono de la paila anterior, pero con unas aletas de 10 cm fundidas a lo largo de la paila y separadas entre 10 y 6 cm entre sí, esta paila fue de los primeros desarrollos del CIMPA en cuanto a mejoramiento de la transferencia de calor.

Fig. 6. Esquema de la paila plana aleteada y vista de las aletas en una paila comercial.



**1.3.2.5. Paila pirotubular.** Esta paila fue diseñada por el C.I. CIMPA como un paso más en el mejoramiento de la transferencia de calor en la hornilla, tiene forma de paralelepípedo que va dentro del ducto y una falca en forma de tronco de cono con las dos bases abiertas y la base menor unida a la cara abierta del paralelepípedo. El paralelepípedo es atravesado longitudinalmente por 4 o 6 cilindros trapezoidales huecos distribuidos uniformemente respecto a la arista mediana, estos cilindros tienen normalmente de 7,5 cm a 8 cm de ancho, las dos bases están orientadas verticalmente, la diferencia de longitud entre la profundidad del paralelepípedo y la base mayor de los cilindros es de 6 cm a 8 cm y entre esta última y la base menor es de 1,5 cm a 3,5 cm., dentro de los parámetros de diseño para una operación normal de esta paila en la planta se encuentra que la distancia entre el piso del ducto y el fondo de la paila en la parte central debe ser de 9 cm.

Fig. 7. Esquema de la paila pirotubular y diferentes vistas de la misma



## 2. DESARROLLO EXPERIMENTAL

La etapa experimental del proyecto se llevó a cabo en el Centro de Investigación para el Mejoramiento de la Agroindustria Panelera - CIMPA, localizado en Barbosa, Santander a 1520 msnm. Para el desarrollo de la investigación se construyó una hornilla panelera prototipo, con cámara de combustión tipo Plana-CIMPA, teniendo en cuenta las actuales herramientas de diseño desarrolladas por el CIMPA.

### 2.1. VARIABLES, MONTAJES Y EQUIPOS.

**2.1.1. Variables.** Las variables a considerar o tener en cuenta en el análisis de este trabajo son las siguientes:

**Variables independientes:**

- Velocidad de los gases en el ducto
- Temperatura de los gases
- Posición de las pailas

Esta última ayuda a obtener una mayor variación de las otras dos variables.

**Variables a medir.**

Las variables a medir o sensor durante cada experimento son:

- Flujo de bagazo o combustible

- Temperatura de los gases
- Agua evaporada por cada paila

**2.1.2. Configuraciones.** Para la evaluación de los coeficientes globales de transferencia de calor de los intercambiadores estudiados se determinó la ordenación topológica de estos en el tren de evaporación o zona de intercambio de calor de una hornilla convencional, con las consideraciones operacionales recomendadas por el C.I. CIMPA, para una operación normal de la planta, teniendo la oportunidad de variar la posición de los intercambiadores, con lo cual se obtuvo 7 configuraciones de las hornillas que, de forma general, se muestran en los siguientes esquemas de las figuras 8 y 9 (configuración 1 y 2), y de forma particular de muestran en la tabla 1.

Tabla 1. Configuraciones de las hornillas analizadas

Configuración	POSICIÓN DE LAS PAILAS				
	1	2	3	4	5
1	SC	SC	SC	SC	
2	SE	SE	PL	AL	PI
3	SE	SE	AL	PL	PI
4	SE	SE	AL	PI	PL
5	SE	SE	PL	PI	AL
6	SE	SE	PI	PL	AL
7	SE	SE	PI	AL	PL

En la tabla 1, la enumeración de la posición comienza en la paila más cercana a la cámara de combustión y termina en la paila más cercana a la chimenea; las abreviaturas corresponden a cada paila así: semicilíndrica (SC), semiesférica (SE), plana (PL), plana aleteada (AL) y pirotubular (PI). Es de notar que la primera configuración sólo posee cuatro intercambiadores.

Fig. 8. Esquema de la configuración 1.

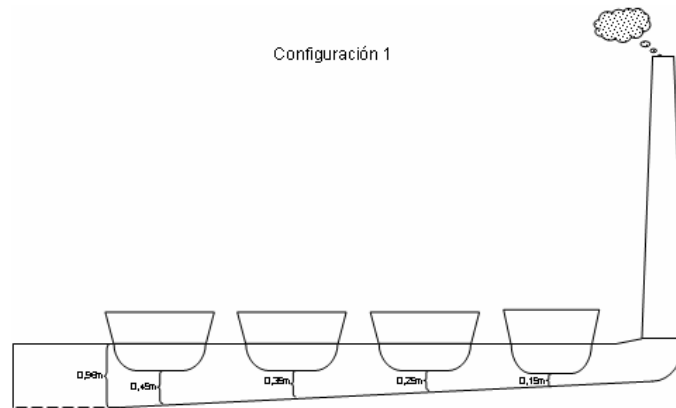
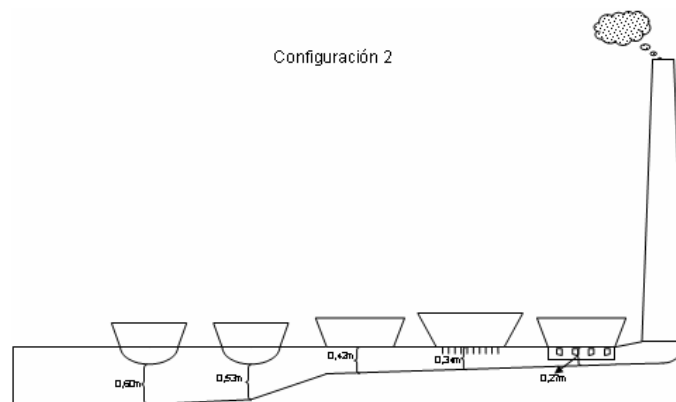


Fig 9. Esquema general de las configuraciones 2 a 7.

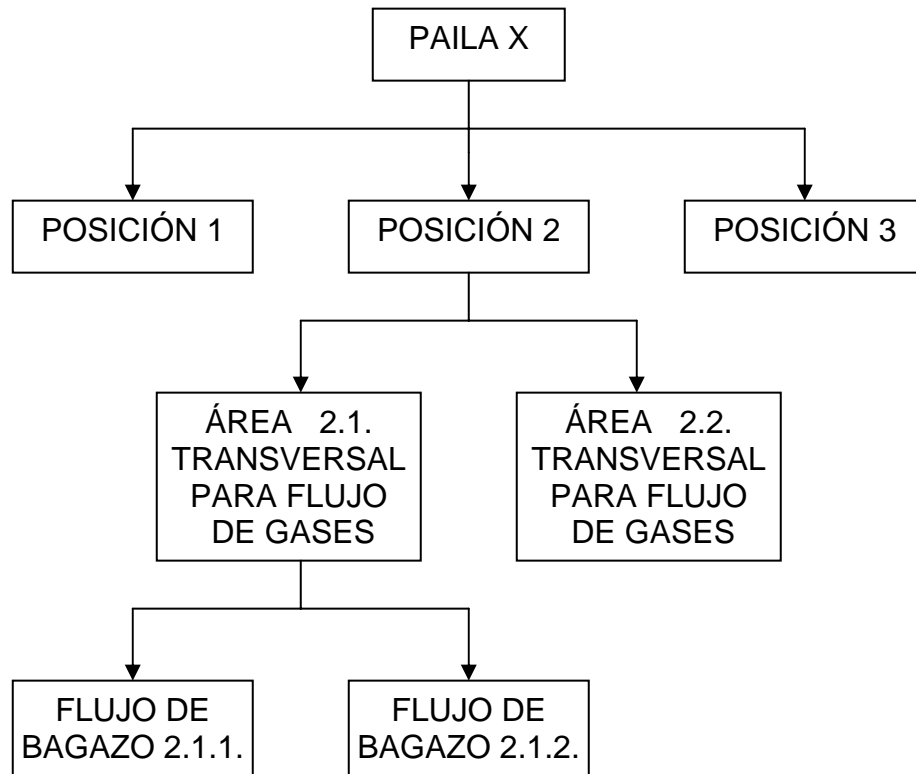


En estas configuraciones de hornilla, la temperatura de entrada de los gases a cada intercambiador de calor variaba debido al cambio de la posición de éstos en la hornilla y el cambio de velocidad se daba debido al cambio en la profundidad del ducto y en el flujo de combustible en el horno, conservando siempre la pendiente del fondo del ducto entre 4% y 5% y la distancia del fondo de la paila pirótubular y el ducto en 9 cm.

Los intercambiadores se evaluaron en condiciones de estado estable, con una alimentación constante de combustible al horno durante cada

experimento y manteniendo el nivel de agua en los intercambiadores constante. Como se muestra en la figura 10 y la tabla 1, para cada intercambiador X se obtuvieron 3 posiciones distintas en la hornilla, con 2 áreas transversales distintas para flujo de gases (debidas al cambio de profundidad del ducto al mover la paila pirotubular y tratar de mantener los 9 cm. entre el fondo de la misma y el fondo del ducto) y flujos de bagazo distintos para cada uno de los anteriores, esto da un total de 12 experimentos por cada intercambiador. Aparte de esto se repitió la experimentación de las configuraciones 2 y 3, sin encontrar gran cambio en los resultados obtenidos; la excepción a esta regla es la paila semiesférica, pues sólo tiene una sola posición para analizar, pero con 8 repeticiones.

Fig. 10. Diagrama de flujo general de las configuraciones de experimentos para una paila X



**2.1.3. Parámetros Geométricos de los intercambiadores usados en la experimentación.** La siguiente tabla muestra los principales parámetros geométricos de los intercambiadores de calor estudiados, es de anotar que estos se encontraban fabricados en acero galvanizado de calibre 16 (conductividad térmica =  $50 \text{ W/m}^2\text{°C}$ ).

Tabla 2. Geometría de los intercambiadores usados.

<b>Paila Semiesférica</b>	<b>Valor</b>
Diámetro	0,88 m
Profundidad	0,27 m
Área de intercambio de calor	0,82 m <sup>2</sup>
Área transversal para flujo de gases	0,66 y 0,60 m <sup>2</sup>
Perímetro del área anterior	3,77 y 3,65 m
Porcentaje del perímetro para Transferencia de calor	≈ 29 %
<b>Paila Semicilíndrica</b>	<b>Valor</b>
Diámetro	0,80 m
Longitud	1,42 m
Área de intercambio de calor	2 m <sup>2</sup>
Área transversal para flujo de gases	0,48; 0,40; 0,32 y 0,19 m <sup>2</sup>
Perímetro del área anterior	3,74; 3,55; 3,36 y 3,31 m
Porcentaje del perímetro para Transferencia de calor	≈ 37 %
<b>Paila Plana</b>	<b>Valor</b>
Largo	1 m
Ancho	0,60 m
Área de intercambio de calor	0,60 m <sup>2</sup>
Área transversal para flujo de gases	0,27; 0,22; 0,14; 0,23; 0,14 y 0,10 m <sup>2</sup>
Perímetro del área anterior	2,14; 1,98; 1,74; 2,02; 1,74 y 1,62 m
Porcentaje del perímetro para Transferencia de calor	≈ 30 – 35 %
<b>Paila Plana Aleteada</b>	<b>Valor</b>
Largo	1 m
Ancho	0,65 m
Número de aletas	10
Longitud de aleta	0,10 m
Área de intercambio de calor	2,65 m <sup>2</sup>
Área transversal para flujo de gases	0,22; 0,27; 0,23; 0,14; 0,10 y 0,14 m <sup>2</sup>
Perímetro del área anterior	3,98; 4,14; 4,02; 3,74; 3,62 y 3,74 m
Porcentaje del perímetro para Transferencia de calor	≈ 65 – 70 %

<b>Paila Pirotubular</b>	<b>Valor</b>
Largo	1 m
Ancho	0,60 m
Profundidad	0,18 m
Número de tubos	4
Ancho de tubo	7,5 cm
Base mayor del trapecio del tubo	10 cm
Base menor del trapecio del tubo	8,5 cm
Área de intercambio de calor	2,47 m <sup>2</sup>
Área transversal para flujo de gases	0,095 m <sup>2</sup>
Perímetro del área anterior	3,54 m
Porcentaje del perímetro para Transferencia de calor	≈ 65 %

**2.1.4. Determinación de humedad y flujo de bagazo.** El bagazo fue el combustible utilizado en las pruebas preliminares y en la experimentación definitiva. Se consideró bagazo seco al que se encontrara con una humedad que oscilara entre el 20% y 35% y bagazo húmedo al que oscilara entre 36% y 55%. El bagazo utilizado para la combustión provenía de la combinación de variedades de caña panelera de la región como la POJ, PR y la RD. Siendo el tamaño del bagazo en promedio de 5 cm de largo por 2 cm de ancho.

La pesada de la cantidad de bagazo establecida por hora se realizó en una báscula electrónica de plataforma en acero inoxidable, con capacidad de 600 Kg, resolución 1 Kg, a 220 VCA. Se pesaba cuatro veces por hora y este bagazo era alimentado manualmente a la cámara de combustión por una persona “atizador”, quien aproximadamente cada 2-3 minutos abría la compuerta y suministraba el bagazo a la cámara. Los flujos de bagazo se definieron de acuerdo con el diseño de la hornilla, manejándose un margen del 30% por encima y por debajo del flujo de bagazo óptimo, para trabajar a condiciones límites.

Para determinar la humedad del bagazo se realizó un muestreo por cada una de las cuatro pesadas por hora que se realizaban para cada configuración experimental, determinándose cuatro datos de humedad, para obtener un dato promedio por configuración. La humedad se determinaba en el laboratorio de fisicoquímica del CIMPA utilizando una Balanza analítica digital con capacidad de 110 Kg, resolución 0,001 gr., a 110 VCA y una estufa para el secado del bagazo marca Blue M. Electronic, con un intervalo de operación de 30 a 110 °C. En el anexo C, se encuentra la metodología para la determinación de humedad.

**2.1.5. Control de nivel de agua evaporada.** Se desarrolló un sistema de control de nivel de agua en las pailas para trabajar a condiciones de estado estable en régimen de ebullición; para lo cual se implementó una estrategia de control por retroalimentación con un controlador On/Off.

Para mantener el nivel de los intercambiadores constante se diseñó y construyó un circuito electrónico de control alimentado a 9 VCD gracias al cual el nivel del agua solo variaba de 2 a 3 milímetros. Para evitar que el oleaje generado por la ebullición del agua interfiriera en el contacto de los electrodos del circuito de control con el agua, se diseñó un tubo especial con obstrucciones que generaban la suficiente caída de presión para que el oleaje no perturbara el nivel dentro del tubo, pero con la capacidad de reflejar el nivel promedio en menos de 2 segundos. Este circuito de control manipulaba una válvula solenoide de 110 VCA que permitía el paso de agua desde un tanque elevado hasta el intercambiador, cada intercambiador tenía su tanque elevado; estos tanques tenían un intervalo útil de trabajo de 7 a 155 litros con una escala de 1 litro, con capacidad de desalojar todo su contenido en 15 minutos, y se construyó un sistema de restitución de nivel de agua en los tanques que podía abastecer 600 litros en 12 minutos.

En la figura 11, se puede apreciar el montaje experimental del sistema de control de nivel de agua en las pailas para la hornilla con cámara Plana-CIMPA.

Fig. 11 Vista general de los sistemas de control en operación



**2.1.6. Análisis de gases de combustión.** Las distintas composiciones de los gases de combustión se reportaron por medio de un analizador portátil de emisiones de gases marca HORIBA MEXA- Serie 554J, con sensores de CO, CO<sub>2</sub> y O<sub>2</sub>, de las siguientes características: intervalos de operación CO: 0-10% vol, CO<sub>2</sub>: 0-20% vol, O<sub>2</sub>: 0-25% vol. Resolución: CO: 0.01% vol, CO<sub>2</sub>: 0.02% vol, O<sub>2</sub>: 0.02% vol. Condiciones de operación: 0-40 °C; 90% R.H. gases secos, fuente de alimentación 110-220 VCA.

Las mediciones se realizaron en la chimenea de la hornilla y para ello se debió garantizar un flujo de gases a temperatura ambiente por medio de un serpentín hecho de un tubo de cobre de 2 m, el cual sumergido en agua reducía la temperatura de los gases de 350°C a 25°C, luego los gases se pasaban por un erlenmeyer con salida lateral adaptado para ser trampa del agua condensada y un tren de filtros con el fin de obtener gases secos y con

un material particulado entre 5 – 10  $\mu\text{m}$ . Se tomaron 30 datos por minuto aproximadamente. En la figura 12, se aprecia el montaje experimental para la toma de datos de la composición de los gases de combustión con el analizador portátil.

Fig. 12. Montaje experimental para el análisis de los gases de combustión

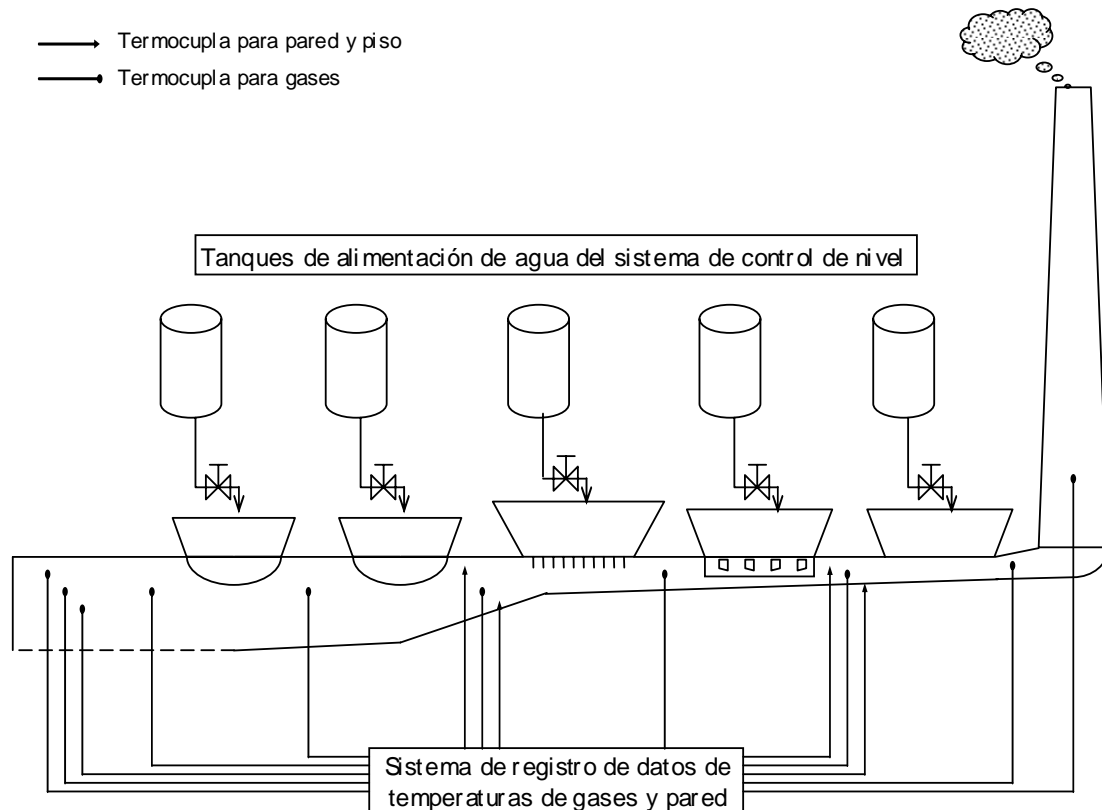


**2.1.7. Registro de los datos de temperatura.** Para sensar las temperaturas tanto a la entrada como a la salida de cada intercambiador como se muestra en la figura 13, se utilizaron 14 termocuplas Tipo K simultáneamente, de denominación Chromel vs. Alumel (composición NiCr-AlNi), blindadas en acero inoxidable 304-316, para un intervalo de temperaturas de 0 a 1300°C, y fuerza electromotriz de 0-52,398 mV. El procedimiento para la calibración de las termocuplas se encuentra en el anexo E.

Las termocuplas daban una respuesta del diferencial del potencial generado por cada medida de temperatura, estas señales análogas se enviaban a un equipo registrador de datos Data Logger multiplexor con 16 entradas

análogas y 4 digitales, que reportaba los datos a un computador portátil cada dos segundos, por medio de un software llamado INCTECH 2000.

Fig. 13. Detalle y esquema general del sistema de registro de temperaturas



Las características del computador portátil fueron las siguientes: marca Toshiba, modelo Satellite Pro A10-103, procesador Celeron 2.4 GHz, RAM 256 Mb, disco duro de 30Gb, tipos de conexiones: VGA, PCMCIA, RJ45, RJ11, USB 2.0, sistema operativo WXP Home. En la figura 13 se observa también una fotografía del computador portátil y las conexiones de las termocuplas al data logger, junto con un esquema de la distribución de puntos de monitoreo de temperaturas y sistema de alimentación de agua a las pailas.

## **2.2. DESCRIPCIÓN DE LAS PRUEBAS EXPERIMENTALES.**

Los distintos componentes de los montajes experimentales se adecuaban con anterioridad a las pruebas, primero que todo cerciorándose del taponamiento de las distintas grietas que pudiesen ocasionar filtraciones o escapes de gases en toda la hornilla y luego se verificaba el buen funcionamiento de los montajes. Los intercambiadores se evaluaron en la zona donde el gradiente de temperaturas en los gases era positivo, por lo tanto en ningún caso se analizó la primera paila, dejándose ésta para analizarla como parte del horno de combustión.

Para los controles de nivel de agua en las pailas se revisaba el buen funcionamiento del circuito y la conexión tanto a la alimentación de 9 VCD como a las válvulas, se llenaban con agua las pailas hasta fijar su set-point, se llenaban los tanques de alimentación de cada intercambiador hasta el nivel de 155 litros, se revisaba que el tanque de reserva general de agua tuviera más del 75% de su capacidad y que la línea de agua del acueducto lo estuviera llenando; se revisaba la polaridad correcta y posicionamiento adecuado en los respectivos orificios a lo largo de la hornilla de las

termocuplas; para el sistema de análisis de gases se revisaba el buen posicionamiento del tubo de cobre que se introducía a la chimenea, la no presencia de escapes en la manguera, en el serpentín de cobre que se utilizaba para el enfriamiento de los gases, en la trampa de condensados y filtros, así como el buen funcionamiento del analizador. Para el pesaje del bagazo se calibraba la balanza electrónica y se cercioraba que las reservas de bagazo con que se disponían garantizarían la realización de la corrida experimental del día.

Cada corrida experimental iniciaba con un precalentamiento de dos horas en la cámara de combustión, como la alimentación de bagazo a la cámara de combustión se hace manualmente, se disponía de un atizador, quien distribuía el peso suministrado para la alimentación definida por hora según las condiciones normales de operación en una hornilla convencional, tapando la compuerta de alimentación de bagazo después de cada atizada. Los tiempos de duración de las pruebas experimentales fueron de 6 horas en promedio para cada configuración, incluyendo el precalentamiento y el cambio de velocidad de alimentación de bagazo.

Para pesar el bagazo se disponía de dos personas quienes seleccionaban el bagazo de tamaño adecuado, lo pesaban, lo llevaban al atizador y tomaban las muestras de bagazo para la determinación de su humedad. Se disponía de una persona permanente que verificara el buen funcionamiento del software INCTECH y que estuviera atento al buen funcionamiento de los sensores de temperatura. Para el análisis de gases se disponía de una persona quien estaba atento a su buen funcionamiento y a la toma de datos, y para la vigilancia del adecuado funcionamiento del sistema de control de nivel y la lectura de los niveles de los tanques para la evaluación de la velocidad de evaporación se disponía de otra persona.

### **3. RESULTADOS Y ANÁLISIS DE RESULTADOS**

A partir de los datos tomados en las corridas experimentales, se analizaron los resultados para cada tipo de intercambiador de calor con el objeto de determinar el coeficiente global de transferencia de calor para cada uno. Todos los datos de temperatura, análisis de gases, nivel de agua y tiempo de registro, se reportan un archivo anexo (debido a la extensión de los mismos) y a partir de ellos se elaboraron las gráficas de análisis presentadas en este capítulo.

Siguiendo con las conclusiones de Castillo E., Montoya L. y Romero H. (1998), que dicen que el Coeficiente global de transferencia de calor para las pailas en la hornilla panelera depende principalmente de la temperatura de los gases, seguido en menor medida por la velocidad de éstos, se muestra primero el análisis del coeficiente respecto a la temperatura, seguido del análisis respecto a la velocidad, para el caso en que la variación era significativa.

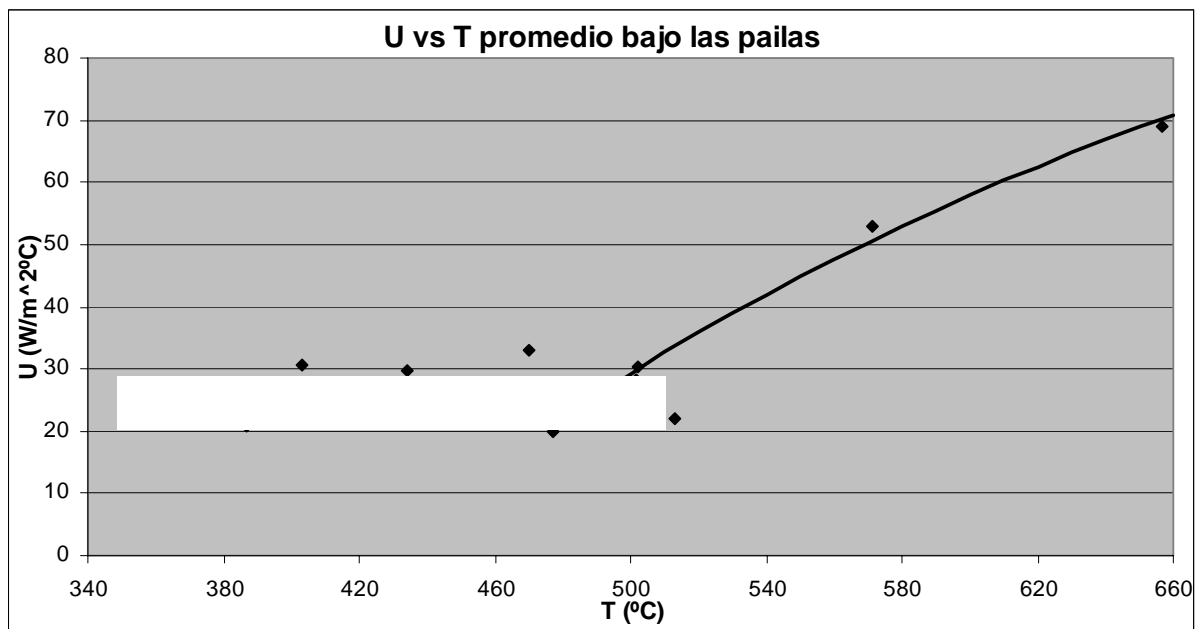
#### **3.1. COEFICIENTE EMPÍRICO DE DISEÑO**

Los siguientes son los coeficientes globales de transferencia de calor (U) experimentales para las pailas aleteada, semiesférica, plana, semicilíndrica y pirotubular usadas en la industria panelera obtenidos a partir de la ecuación de diseño. Las gráficas muestran la tendencia del coeficiente (U) y de DMLT corregidos para cada una de las pailas según los resultados de los análisis

de los datos obtenidos en el centro de investigación CIMPA. El coeficiente global de transferencia de calor (U) se analizó con respecto a la temperatura promedio de los gases bajo la paila, y la DMLT con respecto a la temperatura de entrada de los gases.

**3.1.1. Paila semicilíndrica** La figura 14 muestra dos tendencias del coeficiente global de transferencia de calor (U), una región más o menos constante a bajas temperaturas y otra con un crecimiento hiperbólico a mayores temperaturas

Fig. 14. Comportamiento del U para la paila semicilíndrica



$$U = 25,1 \pm 4,6 \text{ W/m}^2\text{°C} \quad \text{para } 350 < T_{\text{prom}} < 500 \text{ °C}$$

$$U = 200,94 - \frac{85831}{T_{\text{prom}}} \text{ W/m}^2\text{°C} \quad \text{para } 500 < T_{\text{prom}} < 660 \text{ °C}$$

$$\text{Con } r^2 = 0,998 \quad \text{y un error estándar} = 1,58 \text{ W/m}^2\text{°C}$$

Donde

$T_{prom}$  = temperatura promedio de los gases bajo la paila, en grados centígrados

La figura 15 muestra que la tendencia de la DMLT respecto a la temperatura de entrada del gas a la paila es logarítmica

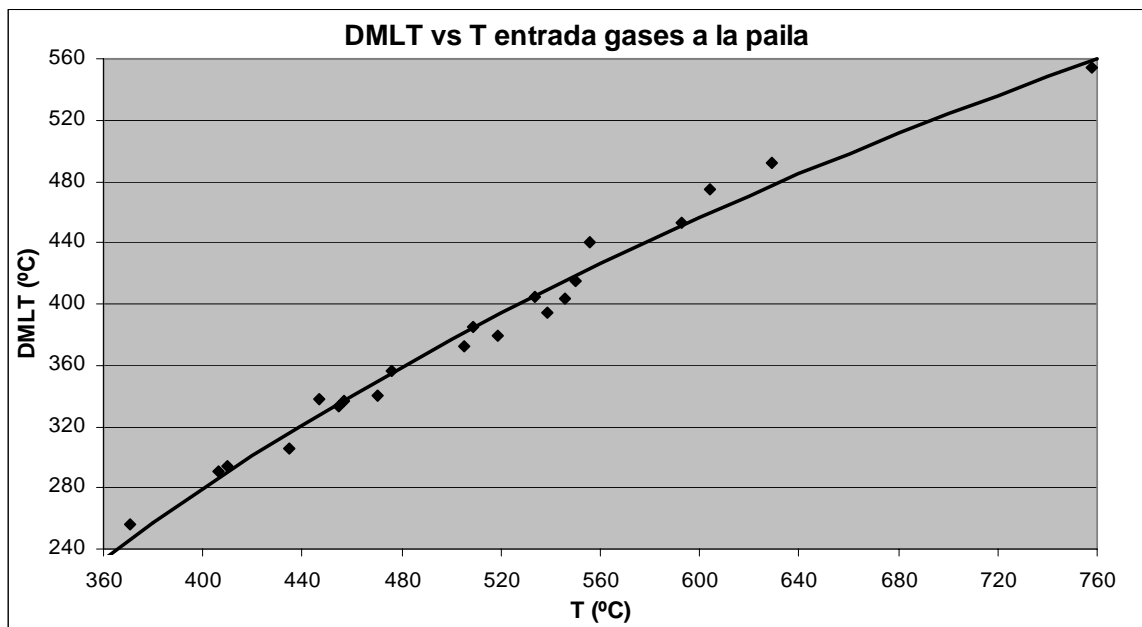
$$DMLT = -2339,98 + 437,147 * \ln(T_e) \text{ } ^\circ\text{C} \quad \text{para} \quad 370 < T_e < 760 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Con  $r^2 = 0,992$  y un error estándar = 9,79  $^\circ\text{C}$

Donde

$T_e$  = temperatura de entrada de los gases a la paila, en grados centígrados

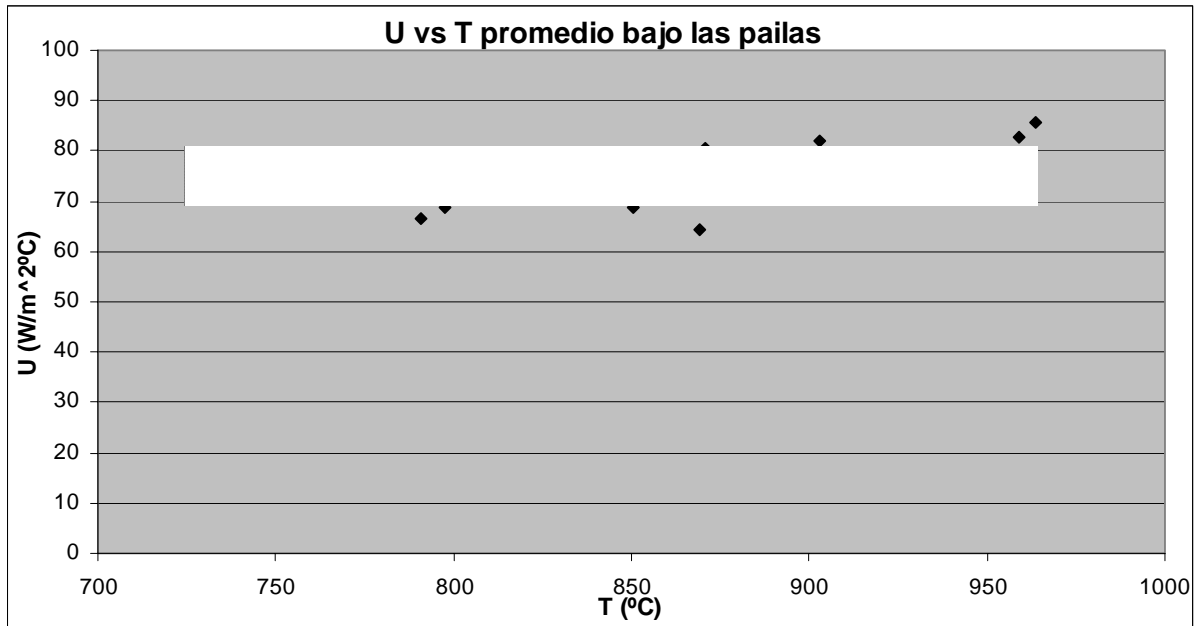
Fig. 15. Comportamiento de la DMLT para la paila semicilíndrica



$T_e$  y  $T_{prom}$  significarán “temperatura de entrada de los gases a la paila” y “temperatura promedio de los gases bajo la paila” respectivamente a lo largo de este texto y siempre estarán en grados centígrados ( $^\circ\text{C}$ ).

**3.1.2. Paila semiesférica** En la figura 16 se observa que el coeficiente U tiende a permanecer acotado entre 2 valores, aunque trata de tener sus valores más altos a temperaturas mayores a 900 °C

Fig.16. Comportamiento del U para la paila semiesférica



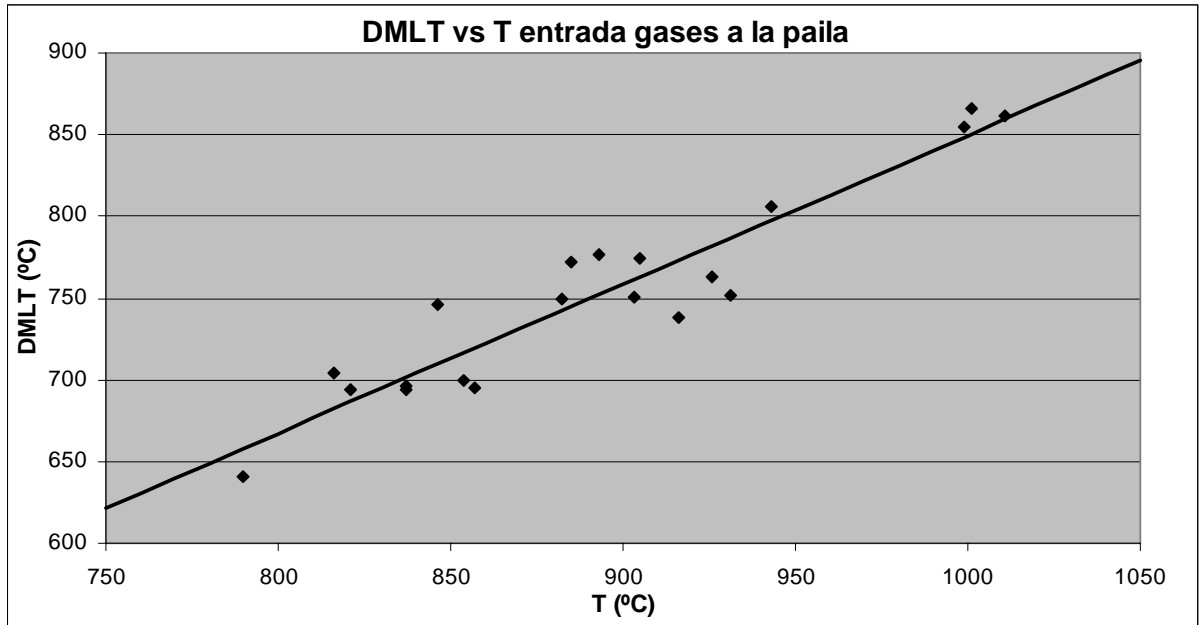
$$U = 74,5 \pm 6,0 \text{ W/m}^2\text{°C} \quad \text{para } 730 < T_{\text{prom}} < 970 \text{ °C}$$

En la figura 17 se muestra la tendencia de la DMLT respecto a la temperatura de entrada del gas a las pailas, aunque la tendencia es lineal, los valores están un poco dispersos

$$DMLT = -61,887 + 0,911 * T_e \text{ °C} \quad \text{para } 780 < T_e < 1020 \text{ °C}$$

Con  $r^2 = 0,942$  y un error estándar = 21,08 °C

Fig.17. Comportamiento de la DMLT para la paila semiesférica



**3.1.3. Paila plana.** La figura 18 nos muestra un coeficiente U creciente con una tendencia logarítmica, aunque con algunos valores un poco alejados de la curva, pero claramente creciente

$$U = -647,2 + 108,6 * \ln(T_{prom}) \quad W/m^2 \cdot ^\circ C \quad \text{para } 500 < T_{prom} < 900 \quad ^\circ C$$

Con  $r^2 = 0,961$  y un error estándar =  $5,67 \quad W/m^2 \cdot ^\circ C$

La tendencia de la DMLT es también lineal en la figura 19, con los valores muy próximos a la curva

$$DMLT = -72,942 + 0,922 * T_e \quad ^\circ C \quad \text{para } 480 < T_e < 950 \quad ^\circ C$$

Con  $r^2 = 0,993$  y un error estándar =  $15,29 \quad ^\circ C$

Fig.18. Comportamiento del U para la paila plana

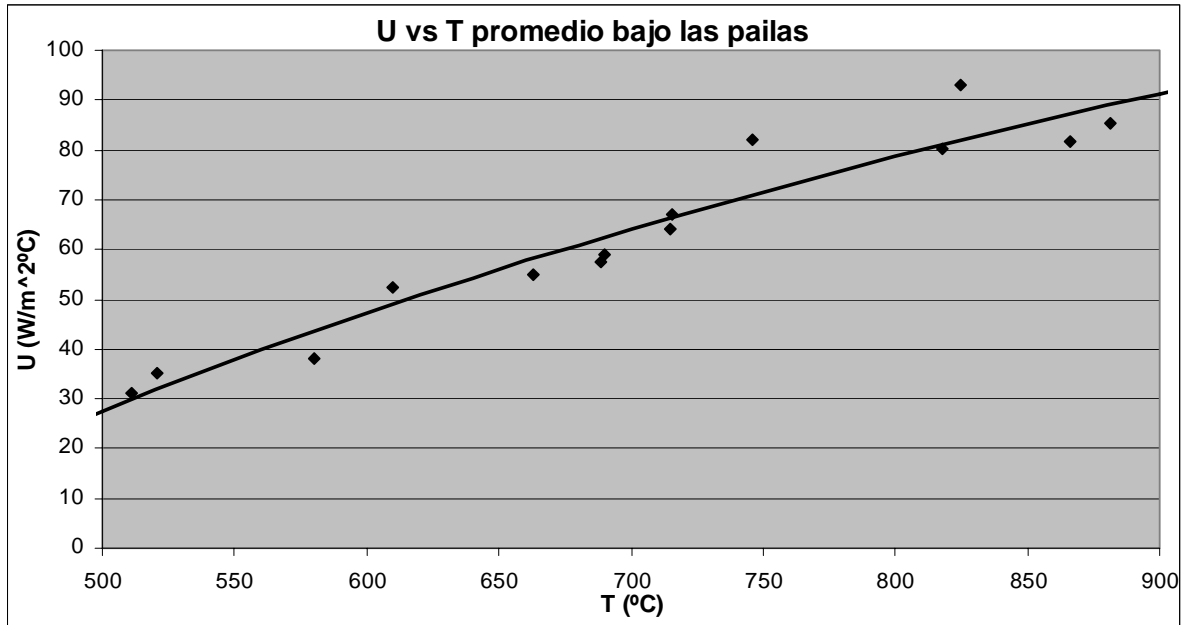
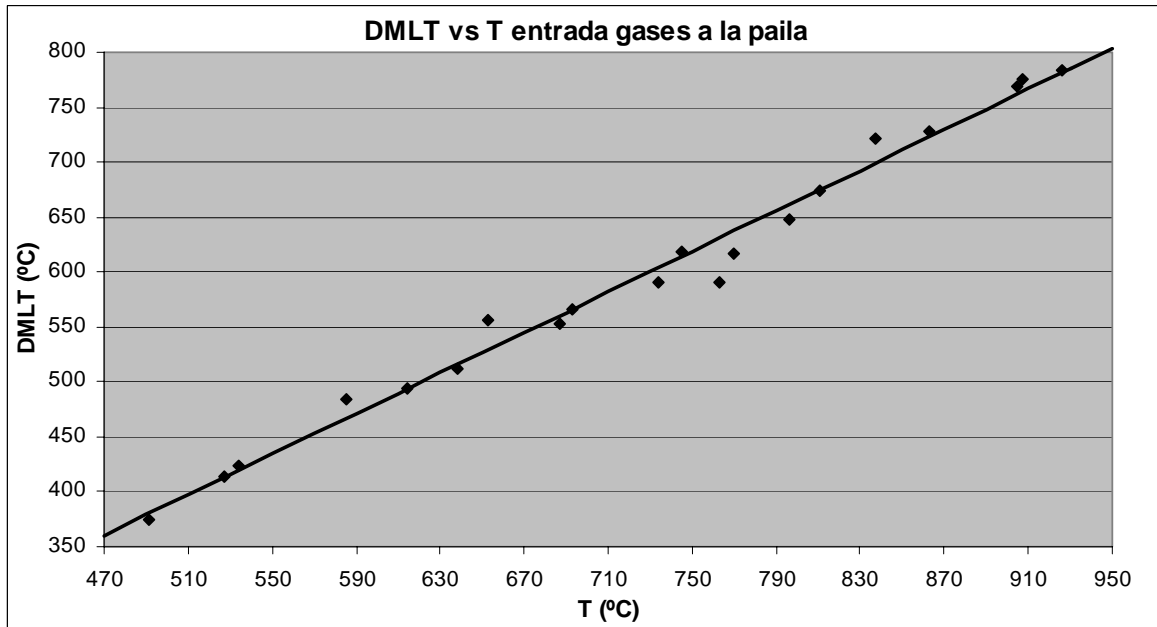


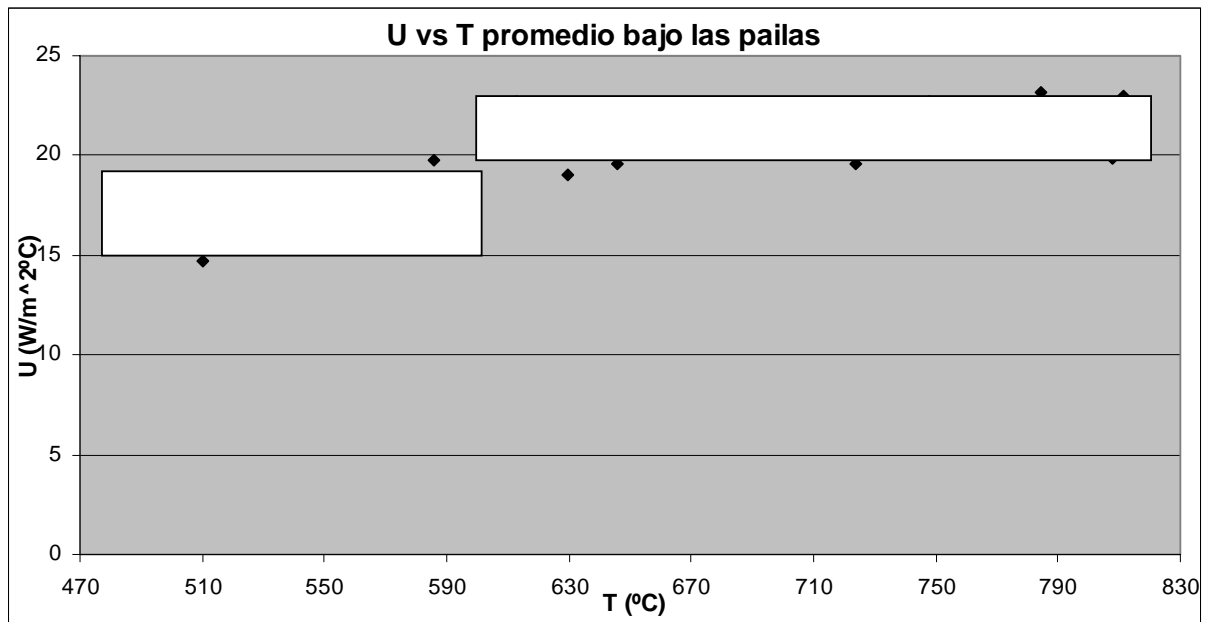
Fig.19. Comportamiento de la DMLT para la paila plana



**3.1.4. Paila plana aleteada.** En la figura 20 se observan unos valores de los coeficientes aproximadamente constantes, pero con un leve incremento,

pudiendo así separarse en dos zonas mas o menos constantes, una de baja temperatura y bajo U, y otra de mayor temperatura y mayores valores de U, porque al buscar una curva que satisfaga la tendencia, se encuentra que es mayor el error estándar que se puede cometer, que la máxima diferencia encontrada entre los datos.

Fig.20. Comportamiento del U para la paila plana aleteada



$$U = 17,1 \pm 2,1 \text{ W/m}^2\text{°C} \quad \text{para } 500 < T_{\text{prom}} < 600 \text{ °C}$$

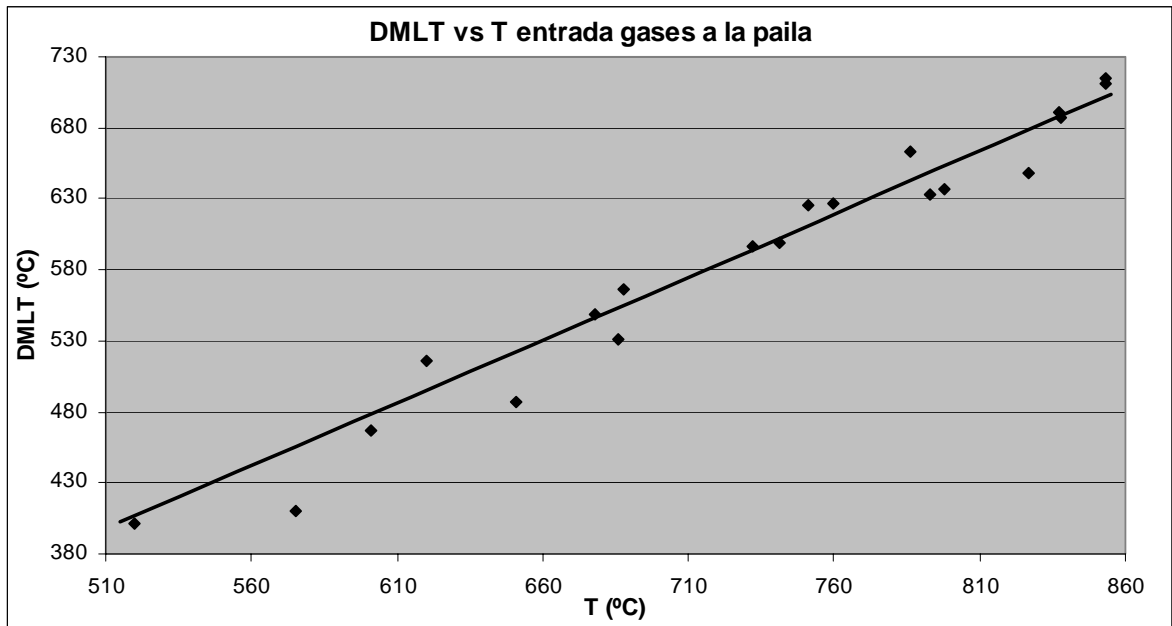
$$U = 21,3 \pm 1,4 \text{ W/m}^2\text{°C} \quad \text{para } 600 < T_{\text{prom}} < 820 \text{ °C}$$

La tendencia de la DMLT en la figura 21 también es lineal, con una buena aproximación de los valores a la curva

$$DMLT = -54,057 + 0,886 * T_e \text{ °C} \quad \text{para } 510 < T_e < 860 \text{ °C}$$

Con  $r^2 = 0,985$  y un error estándar = 15,04 °C

Fig.21. Comportamiento de la DMLT para la paila plana aleteada



**3.1.5. Paila pirotubular.** La figura 22 muestra que en este caso el coeficiente  $U$  tiende a permanecer acotado en todo el intervalo de temperatura.

$$U = 32,5 \pm 2,2 \text{ W/m}^2\text{°C} \quad \text{para } 500 < T_{\text{prom}} < 760 \text{ °C}$$

La figura 23 muestra una tendencia lineal de la DMLT, con unos valores algo alejados de la curva

$$DMLT = -60,555 + 0,852 * T_e \text{ °C} \quad \text{para } 560 < T_e < 850 \text{ °C}$$

Con  $r^2 = 0,975$  y un error estándar = 14,21 °C

Fig.22. Comportamiento del U para la paila pirotubular

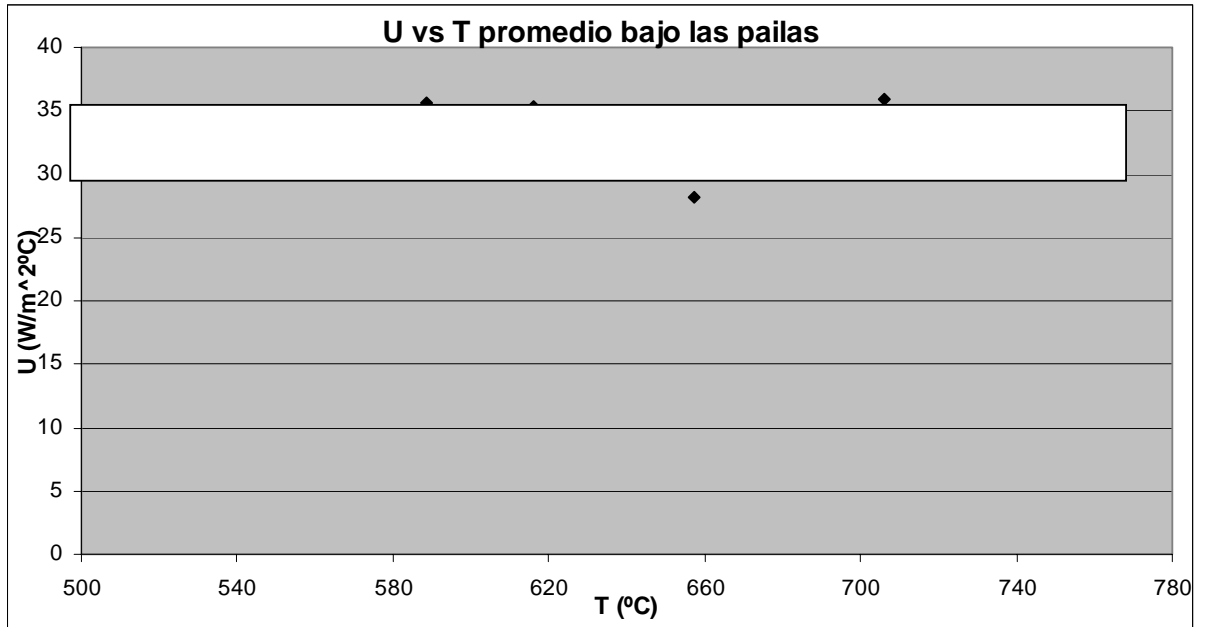
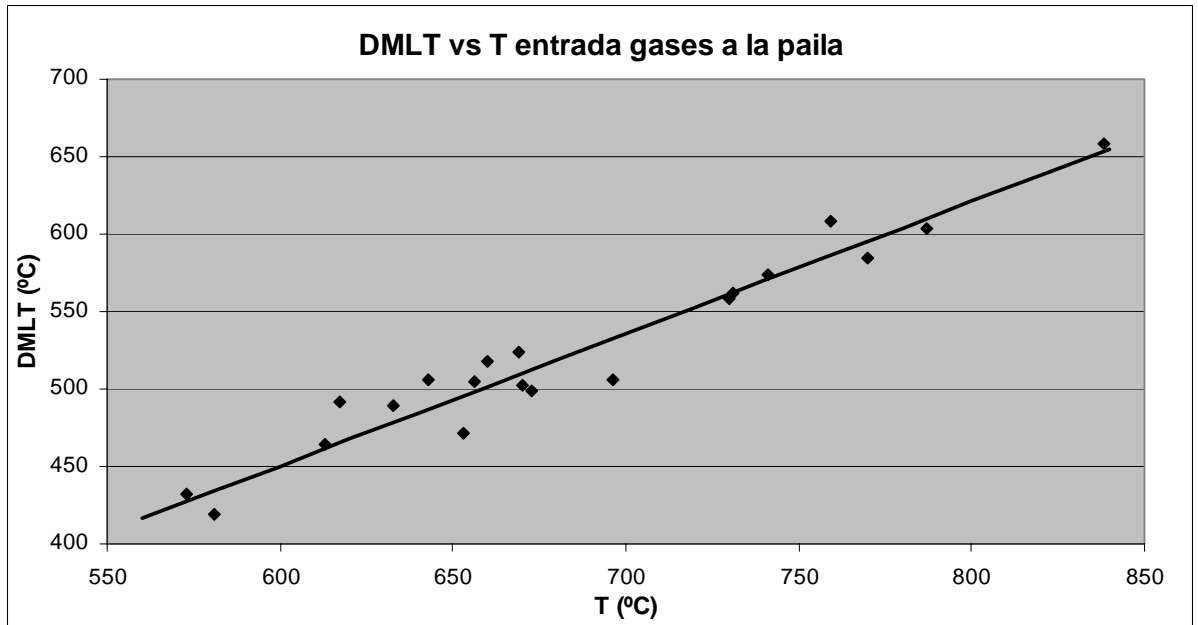


Fig.23. Comportamiento de la DMLT para la paila pirotubular

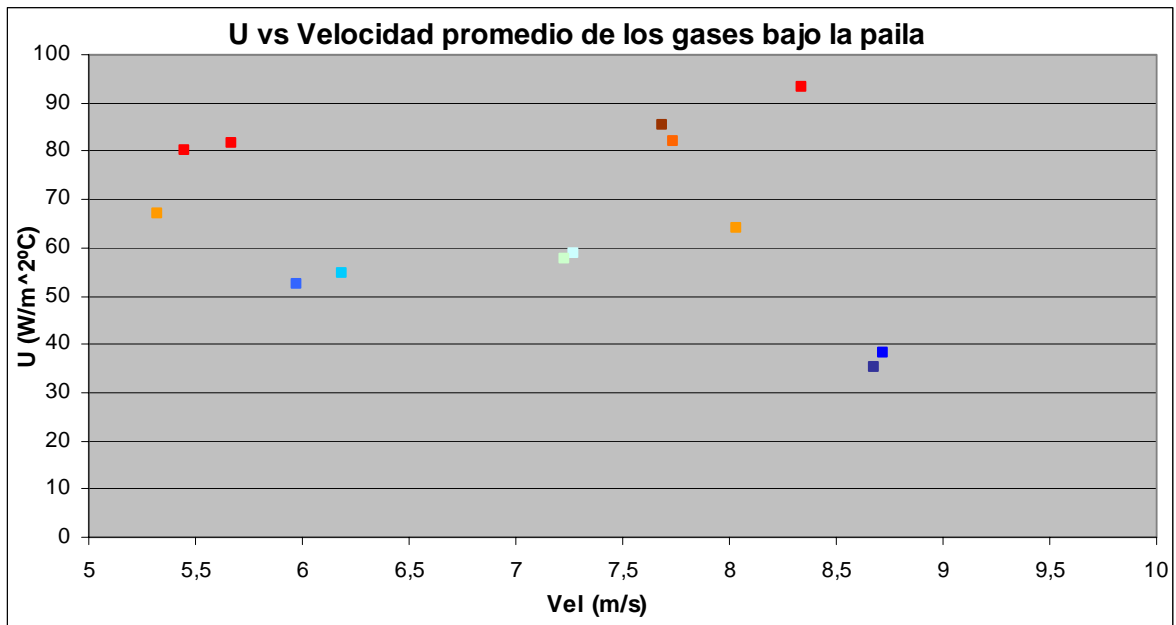


Como puede observarse en las gráficas anteriores, el coeficiente global de transferencia de calor para los distintos tipos de pailas en general tiende a

permanecer constante en todo el intervalo de temperaturas, excepto en la paila plana donde se muestra una mayor variación de su coeficiente de transferencia de calor con una tendencia clara respecto a la temperatura, por ello analizamos el coeficiente global de transferencia de calor con respecto a la velocidad promedio de los gases bajo la paila solo para este tipo de intercambiador.

**3.1.6. Análisis para la paila plana respecto a la velocidad.** En la figura 24 tenemos el comportamiento del coeficiente global de transferencia de calor para la paila plana respecto a la velocidad promedio de los gases bajo la paila, los colores rojos y marrones indican las mayores temperaturas (> 800 °C), y los colores azules indican las menores temperaturas (< 700 °C), los colores intermedios muestran temperaturas intermedias.

Fig.24. Comportamiento del U para la paila plana respecto a la velocidad



En esta figura podemos observar que no existe una tendencia clara del coeficiente global de transferencia de calor con respecto a la velocidad

promedio de los gases bajo la paila, pues a bajas temperaturas tenemos que el aumento en la velocidad produce una pequeña caída en el valor del coeficiente, tal vez debido a un menor tiempo de residencia de los gases, y por otro lado tenemos que para altas temperaturas el aumento en la velocidad produce un pequeño incremento en el valor del coeficiente, tal vez debido a un mejor comportamiento de las propiedades del gas que influyen en el coeficiente local de transferencia de calor; mas sin embargo, sí se comprueba que el valor del parámetro estudiado tiene diferencias marcadas para diferentes temperaturas, con lo que se puede concluir que el coeficiente global de transferencia de calor depende principalmente de la temperatura promedio de los gases bajo la paila y las relaciones halladas anteriormente son válidas.

Como resumen se muestra la tabla 3, construida con los valores anteriores y los de la tabla 2, siguiendo la nomenclatura de la tabla 1

Tabla 3. Resumen de los parámetros de operación de las pailas.

PAILA	INTERVALO DE TEMPERATURA EN OPERACIÓN (°C)	VALOR DEL COEFICIENTE U (W/(m <sup>2</sup> ·°C))	RELACIÓN MÁXIMA AREA/VOLUMEN (m <sup>2</sup> /m <sup>3</sup> )	ESPACIO FÍSICO OCUPADO EN LA HORNILLA (m <sup>2</sup> )	(AREA)/(ESPACIO OCUPADO) (m <sup>2</sup> /m <sup>2</sup> )
SC	350 – 660	20 – 70	6,60	0,96	2,09
SE	740 – 970	70 – 80	10,26	0,60	1,39
PL	510 – 880	30 – 90	10	0,60	1,00
AL	500 – 810	15 – 23	40,77	0,65	4,08
PI	520 – 760	30 – 35	30,73	0,6	4,11

### 3.2. COEFICIENTE SEMIEMPÍRICO DE DISEÑO

En esta sección se presentarán los resultados de los análisis hechos a cada tipo de intercambiador con las relaciones halladas para transferencia de calor por radiación, por convección en capa límite y en cerramientos, para hallar los coeficientes globales de transferencia de calor; los resultados se

presentarán en forma de tabla, con la respectiva relación de la cantidad de calor transferida calculada respecto a la experimental y del coeficiente global de transferencia de calor calculado respecto al experimental; en general, gran parte de la energía transferida es aportada por la radiación ( $\approx <50\%$ ), que es función solo de la temperatura del gas.

**3.2.1. Paila semicilíndrica.** Como puede observarse en las siguientes dos tablas, con ambas teorías (capa límite y cerramientos) se aproxima el cálculo al valor hallado experimentalmente, pero sin ser exactos (excepto en algunos puntos), estas diferencias ( $<30\%$ ) son aceptables dentro de las aproximaciones empíricas y semiempíricas para análisis de transferencia de calor, por lo tanto, el valor del coeficiente global de transferencia de calor tendrá una aproximación semejante

Tabla 4. Calor transferido por la paila semicilíndrica.

T media de los gases bajo la paila	Análisis de la radiación	Análisis de la convección				Medición Experimental	Relaciones	
		Por Capa límite		Por Cerramientos			Q1/Q3	Q2/Q3
	Calor Emitido por el gas radiante (kW)	Calor Emitido por el gas convectivo (kW)	(Q1) Calor Emitido por el gas total (kW)	Calor Emitido por el gas convectivo (kW)	(Q2) Calor Emitido por el gas total (kW)	(Q3) Calor Emitido por el gas total (kW)		
657	26	12	38	31	57	77	0,49	0,74
590	17	9	26	22	39	35	0,74	1,11
572	17	8	25	21	37	50	0,50	0,74
551	15	8	23	19	34	31	0,74	1,11
513	12	8	20	19	31	18	1,07	1,67
502	11	7	18	16	28	23	0,79	1,20
482	10	7	17	17	27	18	0,98	1,53
477	10	11	21	27	36	15	1,35	2,36
470	10	6	15	14	23	25	0,62	0,94
434	8	8	16	18	26	21	0,76	1,26
434	7	6	13	14	21	14	0,93	1,48
403	6	5	11	11	18	19	0,60	0,94
353	4	5	10	12	16	14	0,69	1,17
						Promedio	0,79	1,25
						Desviación estándar	0,24	0,44

Tabla 5. Análisis de U para la paila semicilíndrica.

T media de los gases bajo la paila	Análisis de la Ebullición	Análisis de la convección				Medición Experimental	Relaciones	
		Por Capa límite		Por Cerramientos			U del gas (W/m <sup>2</sup> .°C)	U1/U3
	h local del agua (W/m <sup>2</sup> .°C)	h local del gas (W/m <sup>2</sup> .°C)	(U1) U del gas (W/m <sup>2</sup> .°C)	h local del gas (W/m <sup>2</sup> .°C)	(U2) U del gas (W/m <sup>2</sup> .°C)			
657	3697	34	34	51	51	69	0,49	0,74
590	2185	27	26	40	39	35	0,74	1,11
572	2788	27	27	40	39	53	0,51	0,74
551	1997	25	25	38	37	34	0,74	1,10
513	1415	24	23	37	36	22	1,07	1,65
502	1642	22	22	34	34	28	0,79	1,19
482	1381	23	22	36	35	23	0,98	1,52
477	1261	28	27	48	47	20	1,37	2,35
470	1725	21	21	31	31	33	0,63	0,94
434	1529	23	23	39	38	30	0,77	1,28
434	1209	20	20	32	31	21	0,93	1,46
403	1441	19	19	29	29	31	0,60	0,94
353	1668	19	19	32	31	26	0,71	1,18
Promedio							0,79	1,25
Desviación estándar							0,24	0,43

En promedio, la teoría de la capa límite se acerca muy bien a las mediciones experimentales en el intervalo medio de temperaturas (430-520 °C), mientras que la teoría de cerramientos se ajusta mejor para las demás temperaturas (<430, >520), ofreciendo la posibilidad de encontrar en investigaciones futuras una teoría combinada que modele mejor el comportamiento de la transferencia de calor y el coeficiente global de transferencia de calor.

**3.2.2. Paila semiesférica.** En este caso, ambas teorías subestiman el valor de la transferencia de calor, pero el valor hallado por la teoría de cerramientos se aproxima dentro de los valores límites de error aceptados para el calculo de transferencia de calor por métodos empíricos y semiempíricos, la teoría de la capa límite no es recomendable para este caso.

Tabla 6. Calor transferido por la paila semiesférica.

T media de los gases bajo la paila	Análisis de la radiación	Análisis de la convección				Medición Experimental	Relaciones	
		Por Capa límite		Por Cerramientos			Q1/Q3	Q2/Q3
	Calor Emitido por el gas radiante (kW)	Calor Emitido por el gas convectivo (kW)	(Q1) Calor Emitido por el gas total (kW)	Calor Emitido por el gas convectivo (kW)	(Q2) Calor Emitido por el gas total (kW)	(Q3) Calor Emitido por el gas total (kW)		
964	33	6	39	18	51	61	0,64	0,84
959	32	6	38	18	50	59	0,65	0,85
952	31	6	37	16	47	54	0,68	0,87
903	25	6	31	16	41	54	0,57	0,76
873	23	6	29	15	39	47	0,62	0,83
871	24	5	29	14	38	51	0,57	0,74
869	23	5	28	15	38	41	0,69	0,92
861	22	5	27	15	37	45	0,60	0,81
851	18	5	23	13	31	43	0,54	0,74
847	22	5	28	15	37	44	0,63	0,84
842	18	5	24	14	33	48	0,50	0,69
838	20	5	25	14	34	44	0,58	0,78
801	18	5	22	13	31	41	0,54	0,74
798	18	5	22	12	30	40	0,56	0,76
794	17	4	21	12	29	44	0,48	0,65
791	18	4	22	12	30	38	0,59	0,79
739	14	4	18	11	25	40	0,44	0,61
						Promedio	0,58	0,78
						Desviación estándar	0,07	0,08

Tabla 7. Análisis de U para la paila semiesférica.

T media de los gases bajo la paila	Análisis de la Ebullición	Análisis de la convección				Medición Experimental	Relaciones	
		Por Capa límite		Por Cerramientos			U1/U3	U2/U3
	h local del agua (W/m <sup>2</sup> .°C)	h local del gas (W/m <sup>2</sup> .°C)	(U1) U del gas (W/m <sup>2</sup> .°C)	h local del gas (W/m <sup>2</sup> .°C)	(U2) U del gas (W/m <sup>2</sup> .°C)	(U3) U del gas (W/m <sup>2</sup> .°C)		
964	5768	56	55	73	72	86	0,65	0,84
959	5607	55	54	72	71	83	0,66	0,85
952	5296	53	52	68	67	77	0,68	0,87
903	5325	47	47	63	62	82	0,57	0,76
873	4802	46	46	62	61	73	0,63	0,84
871	5133	47	46	61	60	81	0,57	0,74
869	4408	45	44	60	59	64	0,69	0,92
861	4697	44	43	59	58	72	0,60	0,81
851	4523	38	37	51	51	69	0,54	0,74
847	4646	46	45	61	61	72	0,63	0,84
842	4887	39	39	55	54	78	0,50	0,69

838	4595	42	41	57	56	72	0,58	0,78
801	4435	39	39	54	53	71	0,55	0,74
798	4314	39	39	53	52	69	0,57	0,76
794	4646	38	37	51	51	77	0,49	0,66
791	4186	40	40	54	53	66	0,60	0,80
739	4372	34	34	47	47	77	0,45	0,61
						Promedio	0,59	0,78
						Desviación estándar	0,07	0,08

Los valores de las relaciones se encuentran muy cercanos a los valores promedio en todo el intervalo de temperatura, el análisis del coeficiente global de transferencia de calor heredará una relación parecida a la anterior, por lo tanto, la teoría más recomendable para este cálculo es la teoría de cerramientos, aunque sigue subestimando el valor de dicho coeficiente, lo que podrá corregirse con un ajuste de los parámetros a través de una investigación futura.

**3.2.3. Paila plana.** En general se observa en las siguientes dos tablas que el cálculo de la transferencia de calor de la paila plana por la teoría de cerramientos corresponde de manera cercana a las mediciones experimentales, no siendo así para el caso de la teoría de la capa límite

Tabla 8. Calor transferido por la paila plana.

T media de los gases bajo la paila	Análisis de la radiación	Análisis de la convección				Medición Experimental	Relaciones	
		Por Capa límite		Por Cerramientos			Q1/Q3	Q2/Q3
		Calor Emitido por el gas radiante (kW)	Calor Emitido por el gas convectivo (kW)	(Q1) Calor Emitido por el gas total (kW)	(Q2) Calor Emitido por el gas convectivo (kW)			
882	18	6	25	16	35	40	0,61	0,86
866	17	5	23	14	31	38	0,60	0,83
825	14	6	20	16	30	41	0,50	0,73
818	14	5	19	13	27	35	0,55	0,78
746	11	5	16	13	24	32	0,49	0,74
716	9	4	14	10	20	25	0,55	0,80
715	9	5	14	13	22	24	0,60	0,93
690	8	5	13	12	20	21	0,62	0,96
689	8	5	13	11	20	20	0,62	0,96

663	7	4	11	10	17	19	0,61	0,94	
610	6	4	9	9	15	16	0,58	0,91	
580	5	4	9	10	15	11	0,81	1,35	
521	4	4	7	9	12	9	0,81	1,37	
511	3	4	7	9	12	8	0,89	1,59	
							Promedio	0,63	0,98
							Desviación estándar	0,12	0,26

Tabla 9. Análisis de U para la paila plana.

T media de los gases bajo la paila	Análisis de la Ebullición	Análisis de la convección				Medición Experimental (U3) U del gas (W/m <sup>2</sup> .°C)	Relaciones	
		Por Capa límite		Por Cerramientos			U1/U3	U2/U3
		h local del agua (W/m <sup>2</sup> .°C)	h local del gas (W/m <sup>2</sup> .°C)	(U1) U del gas (W/m <sup>2</sup> .°C)	h local del gas (W/m <sup>2</sup> .°C)			
882	5379	53	52	75	74	85	0,62	0,86
866	5155	50	49	69	68	82	0,61	0,83
825	5424	47	47	70	69	93	0,50	0,74
818	4879	45	45	64	63	80	0,56	0,78
746	4609	41	41	62	61	82	0,50	0,75
716	3901	37	37	55	54	67	0,55	0,80
715	3778	39	39	60	59	64	0,61	0,93
690	3470	37	37	57	56	59	0,62	0,95
689	3421	36	36	56	55	58	0,62	0,96
663	3215	34	34	52	51	55	0,62	0,94
610	2915	31	31	49	48	52	0,59	0,91
580	2271	32	31	53	51	38	0,82	1,34
521	1973	29	29	49	48	35	0,81	1,36
511	1787	28	28	51	49	31	0,90	1,57
						Promedio	0,64	0,98
						Desviación estándar	0,12	0,26

La teoría de cerramientos se aproxima muy bien a las mediciones experimentales en el intervalo de 600 °C a 720 °C (en un 95%), para temperaturas mas altas se subestima un poco el valor, y para temperaturas mas bajas del intervalo el valor se sobrestima mucho, llegando incluso a ser mejor estimación la teoría de la capa límite, que lentamente se va acercando al 90% del valor experimental a medida que disminuye la temperatura.

**3.2.4. Paila plana aleteada.** La transferencia de calor para la paila plana aleteada es sobrestimada por ambas teorías, aunque en general la teoría de

capa límite tiene una diferencia un poco mayor a los límites aceptables, puntualmente esta diferencia es bastante aceptable para las menores temperaturas evaluadas.

Tabla 10. Calor transferido por la paila plana aleteada.

T media de los gases bajo la paila	Análisis de la radiación	Análisis de la convección				Medición Experimental	Relaciones	
		Por Capa límite		Por Cerramientos			Q1/Q3	Q2/Q3
	Calor Emitido por el gas radiante (kW)	Calor Emitido por el gas convectivo (kW)	(Q1) Calor Emitido por el gas total (kW)	Calor Emitido por el gas convectivo (kW)	(Q2) Calor Emitido por el gas total (kW)	(Q3) Calor Emitido por el gas total (kW)		
812	60	9	69	62	122	44	1,58	2,81
808	58	8	67	60	118	37	1,79	3,16
789	57	9	66	66	123	41	1,59	2,98
785	55	9	64	66	121	42	1,51	2,87
760	49	8	56	54	102	37	1,52	2,78
748	48	7	55	53	100	39	1,40	2,58
736	47	7	54	51	98	36	1,48	2,71
724	43	7	49	47	89	32	1,51	2,74
722	41	7	48	48	88	36	1,33	2,46
694	40	7	47	55	94	32	1,45	2,93
663	32	6	38	41	73	33	1,17	2,23
646	27	6	33	58	85	28	1,17	3,00
630	30	5	35	41	71	27	1,31	2,64
613	25	6	31	54	79	31	1,01	2,54
586	22	6	28	59	81	25	1,10	3,18
564	18	5	22	40	58	20	1,10	2,87
510	15	4	19	42	57	16	1,19	3,55
499	14	4	19	38	52	19	1,00	2,80
						Promedio	1,35	2,82
						Desviación estándar	0,23	0,30

Tabla 11. Análisis de U para la paila plana aleteada.

T media de los gases bajo la paila	Análisis de la Ebullición	Análisis de la convección				Medición Experimental	Relaciones	
		Por Capa límite		Por Cerramientos			U1/U3	U2/U3
	h local del agua (W/m <sup>2</sup> .°C)	h local del gas (W/m <sup>2</sup> .°C)	(U1) U del gas (W/m <sup>2</sup> .°C)	h local del gas (W/m <sup>2</sup> .°C)	(U2) U del gas (W/m <sup>2</sup> .°C)	(U3) U del gas (W/m <sup>2</sup> .°C)		
812	5384	37	36	66	63	23	1,56	2,72
808	4861	36	35	64	61	20	1,76	3,05
789	5202	37	35	69	65	23	1,57	2,87
785	5269	36	35	68	64	23	1,50	2,77

760	4817	33	32	59	56	21	1,51	2,69	
748	4999	32	31	59	57	23	1,39	2,49	
736	4759	32	31	59	56	21	1,46	2,62	
724	4422	30	29	55	52	20	1,50	2,66	
722	4734	29	29	55	52	22	1,32	2,39	
694	4395	30	29	61	57	20	1,44	2,82	
663	4448	26	25	50	48	22	1,17	2,18	
646	4050	23	23	60	56	20	1,17	2,88	
630	3883	25	25	51	48	19	1,30	2,55	
613	4295	23	23	59	56	23	1,01	2,46	
586	3755	22	22	64	60	20	1,09	3,02	
564	3220	18	18	48	45	16	1,09	2,76	
510	2754	18	17	53	49	15	1,18	3,34	
499	3039	18	17	50	47	17	1,00	2,69	
							Promedio	1,33	2,72
							Desviación estándar	0,22	0,27

La teoría de cerramientos sobrestima demasiado los valores respecto a las mediciones experimentales, pero la teoría de capa límite parece especialmente aplicable para las temperaturas menores a 700 °C, donde muestra las mejores relaciones.

**3.2.5. Paila pirotubular.** Según las siguientes dos tablas, la transferencia de calor en el intercambiador también es mejor estimada con la teoría de la capa límite que con la teoría de cerramientos (la cual la sobreestima mucho), pero la diferencia encontrada entre las estimaciones y las mediciones experimentales es menor que en el caso anterior.

Tabla 12. Calor transferido por la paila pirotubular.

T media de los gases bajo la paila	Análisis de la radiación	Análisis de la convección				Medición Experimental	Relaciones	
		Por Capa límite		Por Cerramientos			Q1/Q3	Q2/Q3
	Calor Emitido por el gas radiante (kW)	Calor Emitido por el gas convectivo (kW)	(Q1) Calor Emitido por el gas total (kW)	Calor Emitido por el gas convectivo (kW)	(Q2) Calor Emitido por el gas total (kW)	(Q3) Calor Emitido por el gas total (kW)		
758	40	34	74	88	129	55	1,35	2,34
706	36	31	66	78	114	54	1,23	2,12
686	29	26	54	65	94	44	1,24	2,14
673	33	29	62	73	107	46	1,36	2,33

661	31	28	59	72	103	46	1,28	2,22
658	29	25	54	63	92	39	1,38	2,36
622	26	22	48	55	81	42	1,14	1,93
616	25	25	50	63	88	45	1,11	1,95
604	25	25	50	63	87	38	1,31	2,31
604	23	24	47	59	82	42	1,12	1,96
599	24	21	45	52	76	41	1,09	1,84
589	21	23	44	56	78	43	1,02	1,80
588	21	21	42	52	73	37	1,14	1,99
563	19	20	39	48	68	36	1,09	1,90
531	17	18	35	44	61	33	1,08	1,88
519	15	18	33	43	58	34	0,96	1,70
						Promedio	1,18	2,05
						Desviación estándar	0,13	0,21

Tabla 13. Análisis de U para la paila pirotubular.

T media de los gases bajo la paila	Análisis de la Ebullición h local del agua (W/m <sup>2</sup> .°C)	Análisis de la convección				Medición Experimental (U3) U del gas (W/m <sup>2</sup> .°C)	Relaciones	
		Por Capa límite		Por Cerramientos			U1/U3	U2/U3
		h local del gas (W/m <sup>2</sup> .°C)	(U1) U del gas (W/m <sup>2</sup> .°C)	h local del gas (W/m <sup>2</sup> .°C)	(U2) U del gas (W/m <sup>2</sup> .°C)			
758	2576	46	45	80	77	34	1,34	2,28
706	2542	45	44	77	75	36	1,22	2,08
686	2211	38	37	65	63	30	1,23	2,09
673	2276	44	43	76	73	32	1,34	2,27
661	2293	43	42	75	72	33	1,27	2,17
658	2041	39	38	67	65	28	1,36	2,30
622	2156	38	37	64	62	33	1,14	1,89
616	2255	40	39	70	67	35	1,10	1,91
604	2007	40	39	71	68	30	1,30	2,25
604	2134	38	37	66	64	33	1,12	1,93
599	2129	37	36	62	60	34	1,08	1,80
589	2188	37	36	65	63	36	1,02	1,77
588	1966	35	35	61	59	30	1,14	1,95
563	1924	34	34	60	58	31	1,09	1,86
531	1812	33	33	58	56	30	1,07	1,84
519	1869	32	31	57	55	33	0,95	1,67
						Promedio	1,17	2,00
						Desviación estándar	0,12	0,20

Para temperaturas menores a 650 °C la teoría de la capa límite presenta unas muy buenas relaciones y para temperaturas mayores la diferencia porcentual es aproximadamente constante.

## CONCLUSIONES.

Se determinaron los coeficientes globales de transferencia de calor para los intercambiadores estudiados, encontrando que se encuentran acotados en ciertos intervalos de operación o que son funciones dependientes de la temperatura.

Aunque la velocidad también interviene en el coeficiente, casi no lo afecta, pues solo algunos parámetros de la convección dependen de ésta, además la radiación (que depende solo de la temperatura) ofrece más de la mitad de la transferencia de calor que se lleva a cabo en el intercambiador.

La paila que presenta un mayor valor del coeficiente global de transferencia de calor es la paila semiesférica, seguida de la paila plana, caso contrario al de la paila aleteada, que presenta los menores valores del coeficiente, seguida de la paila semicilíndrica.

La mayor transferencia de calor la presentan la paila pirotubular debido a que posee gran cantidad de área por unidad de espacio ocupado y volumen de jugo contenido, seguida de la paila semiesférica debido a que ésta se encuentra en la zona de mayor radiación de la hornilla

La teoría de capa límite, sumada a la radiación, predice apropiadamente la transferencia de calor para la paila pirotubular, y se aproxima al caso de la paila plana aleteada, ya que la configuración geométrica de estas pailas permite que se puedan desarrollar líneas planas y paralelas de flujo, lo que permite una fácil aparición de una capa límite

La teoría de cerramientos, sumada a la radiación, predice apropiadamente la transferencia de calor para la paila plana, y se aproxima al caso de la paila semiesférica; en el primer caso, la poca área de transferencia de calor no permite un gran contacto de los gases con la superficie, se asemeja a un cuerpo que sobresale en el seno de un fluido, y en el segundo caso la geometría permite observar que es un cuerpo sobresaliendo en el seno de un fluido.

Las pailas aleteada y semicilíndrica poseen un buen comportamiento operacional ya que la primera posee gran cantidad de área por unidad de espacio ocupado y volumen de jugo contenido, y la última tiene un valor relativamente alto del coeficiente global de transferencia de calor, lo que ofrece una alta transferencia de calor en toda la hornilla.

A pesar de que la paila plana posee unos de los valores más altos del coeficiente global de transferencia de calor, su transferencia total de calor es la más baja de todos los intercambiadores, debido principalmente a la poca área de transferencia de calor que posee por unidad de espacio ocupado y volumen contenido.

## RECOMENDACIONES

Continuar este trabajo con una validación exhaustiva de los coeficientes globales de transferencia de calor en hornillas paneleras de operación comercial, ya que este es el primer trabajo que ofrece los valores de estos coeficientes para diseñar los intercambiadores de calor de la industria panelera usando la ecuación de diseño.

Continuar con las investigaciones en transferencia de calor, pues aún los parámetros empíricos no se ajustan completamente a las ecuaciones empíricas y semiempíricas que se tienen para la transferencia de calor.

Desarrollar un software de diseño, simulación y optimización de hornillas paneleras con estos parámetros obtenidos, para ofrecer al sector productivo del país.

Desde el punto de vista operacional de hornillas, en lo posible no usar pailas planas, pues presentan la menor transferencia de calor en relación con las otras pailas

## BIBLIOGRAFÍA

1. ATKINS. P.W. Fisicoquímica. Tercera Edición. Wilmington, Delaware. EUA Addison- Wesley –Iberoamericana.1991.
2. BEDAUX, Michael. Investigation for the improvement of the evaporation installations used in the traditional cane sugar industry of Colombia. Deflf December 1988.
3. CIMPA (Convenio de Investigación para le Mejoramiento de la Panela). Investigación Básica del proyecto de hornillas paneleras. Barbosa, 1991
4. \_\_\_\_\_. Mejoramiento de hornillas paneleras. Memorias II curso. Barbosa, 1991.
5. \_\_\_\_\_. Manual de Elaboración de Panela y otros derivados de la caña. Barbosa, 1991.
6. DOUGLAS JAMES. Conceptual Design of Chemical Process. EUA. Mc Graw Hill.1998
7. FOUST et all, Principios de Operaciones Unitarias. Séptima reimpresión. México. 1998.
8. GORDILLO G., GARCIA H., Manual para el diseño y operación de hornillas paneleras, CIMPA, Barbosa, 1992

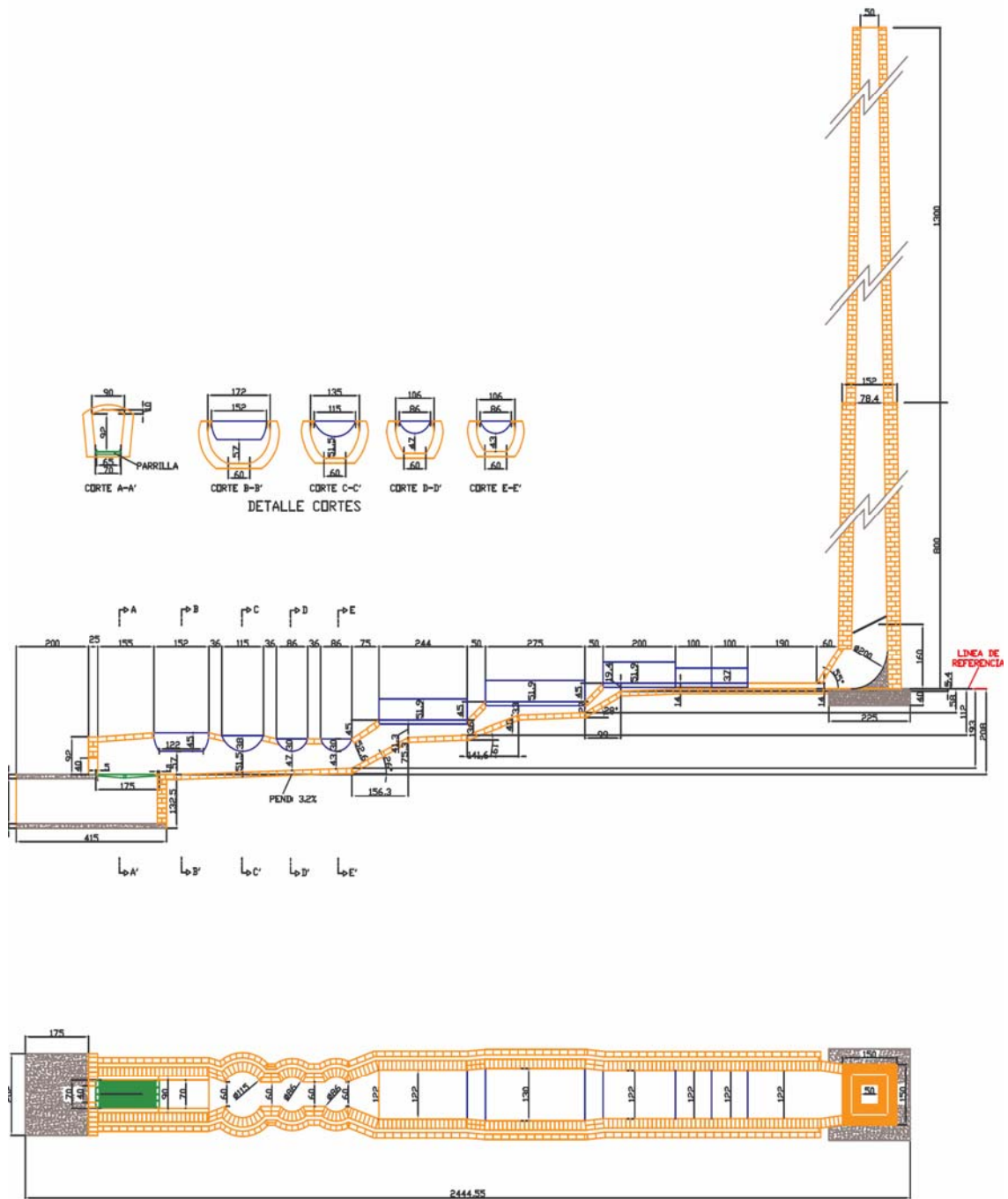
9. HOLMAN, J. P., Transferencia de Calor, Compañía Editorial Continental S.A., México, 1995.
10. HUGOT, E. Manual para ingenieros azucareros. Segunda Edición. Editorial Continental. Mexico 1982
11. INSTITUTO DE INVESTIGACIONES TECNOLÓGICAS. La industria panelera en Colombia. Bogotá. 1964
12. KERN DONALD. Procesos de transferencia de calor. Trigésima primera reimpresión. México. CECSA. 1999
13. KREITH-BOHN. Principios de transferencia de calor. Thompson Learning. 2001
14. LEVINE. Fisicoquímica. Tercera Edición. McGraw Hill 1993
15. MAHECHA, B. Desarrollo de una herramienta computacional para el diseño óptimo de hornillas paneleras. Tesis de grado (Ingeniería Química). Universidad Industrial de Santander. Escuela de Ingeniería Química. Bucaramanga, 1997.
16. MANRIQUE S. T. Aspectos técnicos para la producción de panela, sus problemas y soluciones. I.I.T. Bogotá, 1961
17. MONTROYA L., ROMERO H., Estudio hidrotérmico para la determinación de los coeficientes de transferencia de calor en tres (3)

tipos de pailas para hornillas paneleras, Tesis de grado Universidad Industrial de Santander. 1998.

18. MONROY, Manuel M. Comportamiento térmico de cerramientos soleados, un modelo de simulación por diferencias finitas. Tesis Doctoral. Universidad de las Palmas de la Gran Canaria. España, 1995.
19. PERILLA C., SIERRA R., Modelo de transferencia de calor para pailas en la industria panelera, Tesis de grado, Universidad de América. 1991.
20. PERRY, Manual del ingeniero químico, sexta edición, tomo III, McGraw Hill, México, 1996.
21. PERRY, Manual del ingeniero químico, séptima edición, tomo III, McGraw Hill, México, 1996.
22. REID-SHERWOOD. Propiedades de los gases y los líquidos. Editorial Hispano Americana. México.
23. SMITH-VAN NESS. Introducción a la termodinámica en Ingeniería Química. Cuarta Edición. McGraw Hill. 1989
24. ULMAN'S Encyclopedia of Industrial Chemistry, Gerthaz, Wolfgang, et all., eds., Germany. 1976.

## **ANEXO A**

PLANO DE UNA HORNILLA PANELERA CON CÁMARA DE COMBUSTIÓN  
PLANA-CIMPA



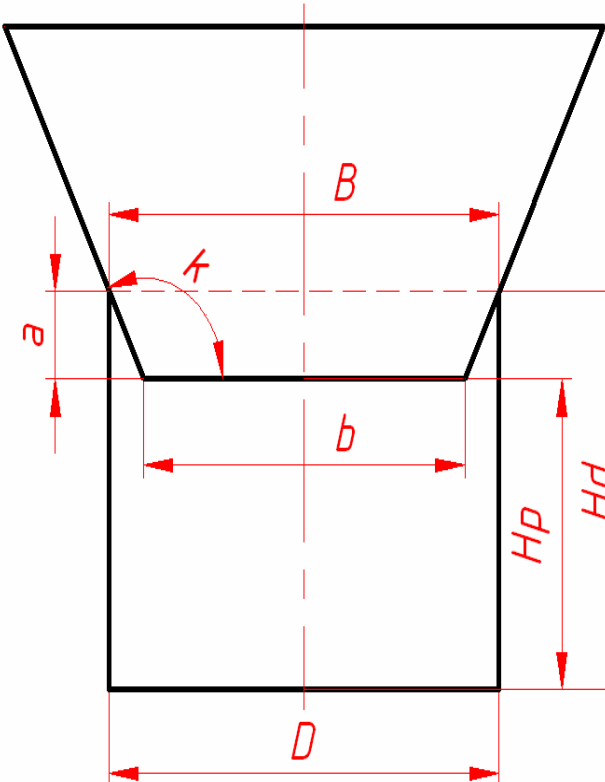
 PROGRAMA NACIONAL DE MAQUINARIA AGRICOLA Y POSTCOSECHA			
Diseñó: ESPERANZA PRASH HUGO GARCIA B.	HORNILLA CANDELARIA VALLE 180k/h HAROLD MATTA	Dibujó: JAIRO ULLDA S.	
Plano: 1 de 1	Medidas: cm.	Escala: SIN	Fecha: Mar./2001 Referencia: 02B

## **ANEXO B**

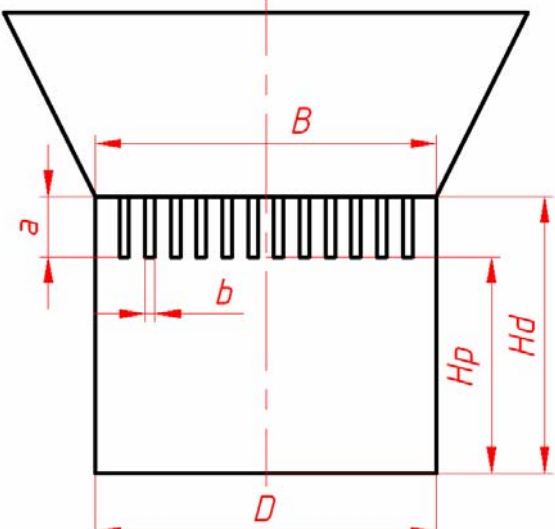
PAILAS PANELERAS ESTUDIADAS Y DESARROLLADAS POR CIMPA



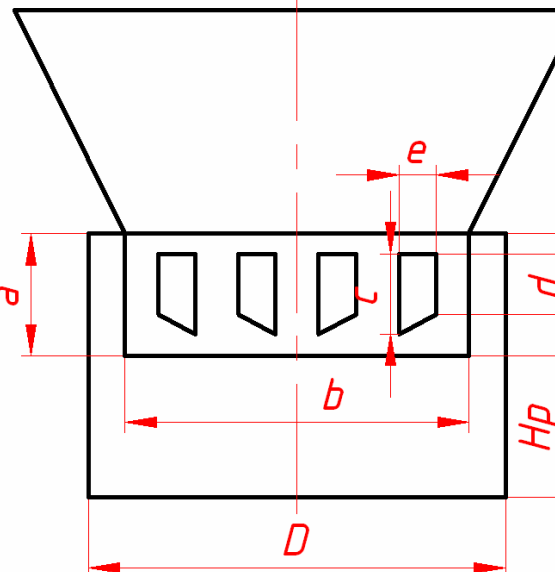
### 3. PAILA PLANA

Esquema general	Área de transferencia de calor
	$A_s = bM + (B + b)a + 2M \sqrt{\left[\left(\frac{B - b}{2}\right)^2 + a^2}\right]}$ <p>si <math>a \approx 0 \Rightarrow B \approx b \quad A_s = bM</math></p>
	<b>Área transversal del ducto</b>
	$A_t = H_d D - \frac{(B + b)a}{2}$ <p>si, <math>a \approx 0 \Rightarrow B \approx b \quad A_t = H_d D</math></p>
	<b>Volumen mínimo de los jugos</b>
	$V_j = \frac{aM(B + b)}{2}$
<b>Diámetro Hidráulico</b>	
$D_h = \frac{4A_{\text{Transversal}}}{\text{Per.mojado}} = 4R_n$	
$D_h = \frac{4 \left[ H_d D - \frac{(B + b)a}{2} \right]}{D + 2H_d + b + 2 \sqrt{\left[\left(\frac{B - b}{2}\right)^2 + a^2}\right]}$	
<p>si <math>a \approx 0 \Rightarrow B \approx b</math></p>	
$D_h = \frac{2H_d D}{D + H_d}$	

### 3. PAILA ALETEADA

<p><b>Esquema general</b></p> 	<p><b>Área de transferencia de calor</b></p> $A_s = BM + 2na(M + b)$ <p>donde,  <math>n</math> = Numero de aletas</p> <p><b>Área transversal del ducto</b></p> $A_t = H_d D - nab$ <p><b>Diámetro Hidráulico</b></p> $D_h = \frac{4A_{\text{Transversal}}}{\text{Per.mojado}} = 4R_h$ $D_h = \frac{4(H_d D - nab)}{D + 2H_d + B + 2na}$
---	---

### 4. PAILA PIROTUBULAR

<p><b>Esquema general</b></p> 	<p><b>Área de transferencia de calor</b></p> $A_s = M \left\{ 2a + b + n \left[ c + d + e + \sqrt{(c-d)^2 + e^2} \right] \right.$ $\left. + 2 \left[ ab - \frac{ne(c+d)}{2} \right] \right\}$ <p>donde, <math>n</math> = Numero de canales</p> <p><b>Área transversal del ducto</b></p> $A_t = H_d D - ab + \frac{ne(c+d)}{2}$ <p><b>Volumen mínimo de los jugos</b></p> $V_j = \left[ ab - \frac{ne(c+d)}{2} \right] M$ <p><b>Diámetro Hidráulico</b></p> $D_h = \frac{4A_{\text{Transversal}}}{\text{Per.mojado}} = 4R_h$ $D_h = \frac{H_d D - ab + \frac{ne(c+d)}{2}}{2(D + H_d + a) + n \left[ c + d + e + \sqrt{(c-d)^2 + e^2} \right]}$
---	---

## **ANEXO C**

### **PROCEDIMIENTO PARA DETERMINAR LA HUMEDAD DEL BAGAZO**

## **OBJETIVO.**

Determinar la humedad del bagazo alimentado a la cámara de combustión.

## **PROCEDIMIENTO.**

- Tomar tres muestras representativas y homogéneas de la cantidad y del tipo de bagazo que esta siendo alimentado a la cámara de combustión (para análisis por triplicado)
- La muestra recolectada se pesa en una balanza electrónica y se coloca en un portamuestras previamente pesado y marcado.
- Se llevan las muestras ya pesadas al horno, a una temperatura de 105°C durante 24 horas.
- Cumplido el tiempo de secado se pesan las muestras, se introducen al horno por dos horas y se vuelven a pesar hasta conseguir peso constante.
- Se registran los datos de peso inicial y final para luego realizar los cálculos y obtener el valor de la humedad realizando un promedio de las muestras por hora que se tomaron.

## CÁLCULOS.

$$\% H = \left( 1 - \frac{W_{final}}{W_{inicial}} \right) * 100$$

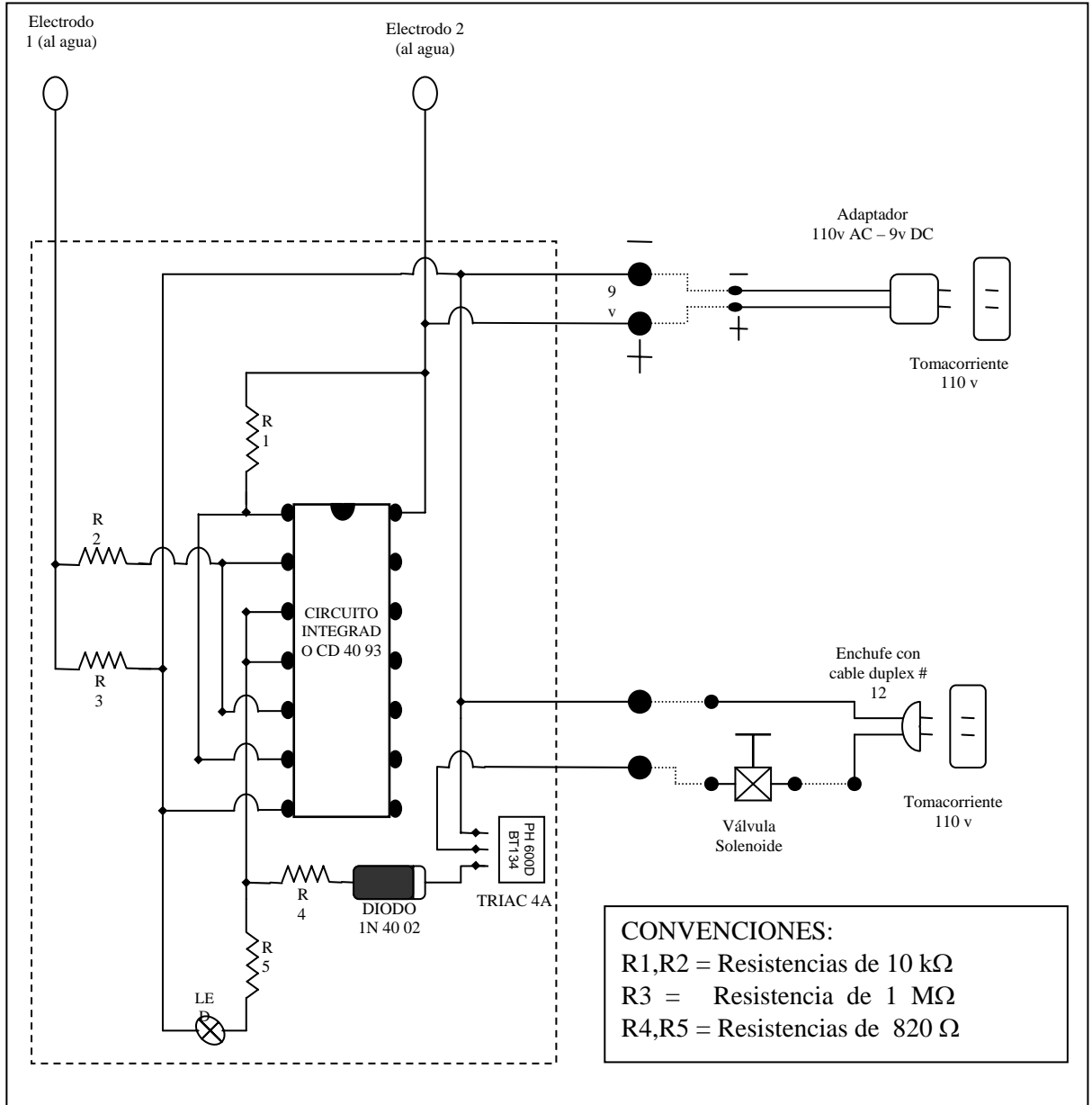
Donde:

H : Humedad del bagazo

W: Peso del bagazo

## **ANEXO D**

CIRCUITO ELECTRÓNICO PARA EL CONTROL DE NIVEL EN LOS  
INTERCAMBIADORES DE CALOR



## **ANEXO E**

PROCEDIMIENTO PARA LA CALIBRACIÓN DE TERMOCUPLAS

## CALIBRACIÓN DE TERMOCUPLAS

Se fabricaron 80 termocuplas tipo K chromel -alumel. Para su calibración se utilizó una tabla de milivoltajes termoeléctricos correspondientes a temperaturas fijas y con una línea de tendencia:  $T=24.45mV+1.2667$ .

En una mufla de calentamiento se fijaba a una temperatura, reportándose el dato de mV de respuesta en un voltímetro. Las termocuplas presentaban una desviación negativa promedio de al menos 30 °C. Los datos de calibración para una de las termocuplas utilizadas en la experimentación se presentan en la siguiente grafica donde se compara la temperatura real con la temperatura teórica.

