

**CREACION DE UN SISTEMA DE TRANSFERENCIA DE CALOR QUE GENERE VAPOR SATURADO A PARTIR DEL USO DIRECTO DE LOS GASES DE COMBUSTIÓN DE LOS TRAPICHES CIMPA DE LA HOYA DEL RIO SUAREZ**

**JAVIER DARIO MALDONADO RINCON  
JORGE ENRIQUE RAMIREZ BELTRAN**

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER  
FACULTAD DE INGENIERIAS FISICOQUIMICAS  
ESCUELA DE INGENIERIA QUIMICA  
BUCARAMANGA  
2010**

CREACION DE UN SISTEMA DE TRANSFERENCIA DE CALOR QUE GENERE VAPOR SATURADO A PARTIR DEL USO DIRECTO DE LOS GASES DE COMBUSTIÓN DE LOS TRAPICHES CIMPA DE LA HOYA DEL RIO SUAREZ

JAVIER DARIO MALDONADO RINCON  
JORGE ENRIQUE RAMIREZ BELTRAN

Trabajo de grado para optar al título de  
Ingeniero Químico

Director:  
CRISOSTOMO BARAJAS FERREIRA  
Ingeniero Químico, MSc.  
UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER

Codirector(a):  
LUZ ESPERANZA PRADA FORERO  
Ingeniera Química, Espc. Edu. con NTC  
CORPOICA

UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER  
FACULTAD DE INGENIERÍAS FISICOQUÍMICAS  
ESCUELA DE INGENIERÍA QUÍMICA  
BUCARAMANGA  
2010

## DEDICATORIA

*A Dios*

*A toda mi familia y amigos que siempre han estado junto a mí*

*Por ayudarme a crecer*

*Por enseñarme que siempre hay esperanza*

*Por llenar de momentos felices mi vida*

*Por ser todo mi mundo*

*A mi mama Nelly*

*Por llenar de cariño y detalles mi vida*

*A mi papa Jorge*

*Por ser mi modelo de vida*

*A mis hermanos Ruth, Libardo, Sebastián, Camila y Laura*

*Por ser mi más grande orgullo*

*A mi abuela Bety*

*Por ser mi conciencia y regalarme su cariño*

*A mi tío Carlos*

*Por su cariño y las discusiones que nunca finalizamos*

*A mis maestros y compañeros*

*Por enseñarme a crecer como profesional y persona.*

**JORGE**

## DEDICATORIA

*A Dios porque sin él, sin sus consejos silenciosos  
No hubiese tomado las decisiones que me llevaron a estar y a ser quien soy.*

*A mis padres, **Helman Maldonado y Clemencia Rincón,**  
Porque desde el comienzo me formaron con toda su sabiduría*

*E infinito amor para afrontar cualquier adversidad que  
Se me presentara en el camino, y hoy cuando una nueva etapa*

*De mi vida casi culmina me doy cuenta que sin el apoyo  
Incondicional de ellos nunca lo había logrado, este triunfo es de ustedes,*

*A mi hermanita, **Natalia** que sin su compañía en los  
Momentos difíciles no lo hubiera logrado.*

*A mi familia entera que siempre confió plenamente en mí  
Y que con ello aumentaron la confianza en mí mismo para*

*Afrontar Cualquier problema,*

*A mi novia y amigos, ya que con su compañía y consejos*

*Me ayudaron a formarme no solamente como*

*Profesional si no también como persona.*

**JAVIER**

## TABLA DE CONTENIDO

	Pag
INTRODUCCION.....	16
1 MARCO TEORICO .....	17
1.1 INDUSTRIA PANELERA .....	17
1.2 Diseño de equipos de transferencia de calor.....	17
1.3 INTERCAMBIADOR ESPIRAL .....	19
1.4 EFECTO CICLON.....	20
2 Diseño metodologico .....	21
2.1 ubicación del proyecto .....	21
2.2 hipótesis .....	21
2.3 metodología .....	21
2.3.1 Definición de los parámetros de diseño y operación para el desarrollo del sistema...21	
2.3.2 Determinación de los componentes básicos del sistema de transferencia de calor ...21	
2.3.3 Selección de los posibles tipos de intercambiador de calor.....21	
2.3.4 Diseño del sistema de transferencia de calor .....	22
2.3.5 Diseño y Construcción del prototipo para comprobación de variables empíricas .....	22
2.4 Definición de Variables Experimentales .....	22
2.4.1 Variables Independientes: .....	23
2.4.2 Variables respuesta: .....	23
2.5 Materiales y equipos utilizados .....	23
2.6 Sistemas de recolección de la información.....	23
3 RESULTADOS Y ANÁLISIS DE RESULTADOS .....	24

3.1	Definición de los parámetros de diseño y operación .....	24
3.2	Determinación de los componentes básicos del sistema.....	24
3.3	selección de los posibles tipos de intercambiador de calor .....	25
3.4	Diseño del sistema de transferencia de calor .....	26
3.4.1	Creación del intercambiador de carcasa y placa en espiral cónico.....	26
3.4.2	Definición de variables de diseño del intercambiador.....	26
3.4.3	Longitud característica.....	27
3.4.4	Calculo del área de transferencia .....	29
3.4.5	Efecto amortiguador en el sistema de transferencia .....	31
3.4.6	Calculo del termosifón (Véase Anexo D) .....	32
3.5	Diseño y Construcción del prototipo para comprobación de variables empíricas .....	32
3.5.1	Dimensionamiento del prototipo intercambiador de calor de carcasa y placa en espiral .....	33
3.5.2	Dimensionamiento del tanque de recirculación y la chimenea.....	34
3.5.3	Resultados experimentales de la comprobación de variables empíricas.....	34
3.5.4	Análisis de resultados experimentales .....	36
	CONCLUSIONES.....	40
	RECOMENDACIONES.....	41
	BIBLIOGRAFIA.....	42
	ANEXOS.....	44

## TABLA DE FIGURAS

	Pag
Figura 1. Intercambiador en espiral .....	20
Figura 2. Ubicación de las variables de respuesta en el montaje del prototipo para la experimentación .....	23
Figura 3. Diagrama de componentes básicos .....	24
Figura 4. Sistema de STCECT .....	26
Figura 5. Intercambiador espiral conico.....	27
Figura 6. Grafica de analogía de tubos concéntricos.....	28
Figura 7. Algoritmo analogía de tubos concéntricos .....	28
Figura 8. Longitud característica $\Delta L$ .....	29
Figura 9. Cálculo del coeficiente global de transferencia.....	29
Figura 10. Calculo del área geometrica .....	30
Figura 11. Efecto de amortiguacion I .....	31
Figura 12. Efecto de amortiguación II .....	31
Figura 13. Efecto de amortiguación III .....	32
Figura 14. Montaje experimental .....	33
Figura 15. Zonas del intercambio en función de altura y temperatura .....	37
Figura 16. Variacion de la caída de temperatura de los gases de combustion en el tiempo .....	38
Figura 18. A vs $\Delta T$ gases.....	39

## TABLA DE CUADROS

	Pag
Cuadro 1. Selección de equipos.....	25
Cuadro 2. Selección de tipos de intercambiadores.....	25
Cuadro 3. Dimensiones del intercambiador de carcasa y placa en espiral.....	33
Cuadro 4. Dimensiones del sistema de recirculación y la chimenea .....	34
Cuadro 5. Resultados globales del montaje .....	35
Cuadro 6. Resultados muestra observacional de 18 min .....	35
Cuadro 7. Variación de la cantidad de calor transmitido por los gases en función de las pérdidas de calor en el ducto y la chimenea. ....	36

## LISTAS DE ANEXOS

	<b>PAG.</b>
Anexo A. Montaje Experimental .....	44
Anexo B. Bitacora de funcionamiento y Resultados .....	45
Anexo C. Espiral de Arquimides .....	54
Anexo D. Comparacion entre pailas convencionales e intercambiador de calor de carcasa y placa en espiral .....	55
Anexo E. Distribucion de flujo de gases de combustion .....	56
Anexo F. Calculo del termosifon .....	61
Anexo G. Planos posicion del intercambiador en la hornilla .....	70
Anexo H. Diseños de carcasas.....	73
Anexo I. Presurización del sistema.....	74
Anexo J. Fotografias.....	75
Anexo K. Programa simulacion STCECT .....	76

## RESUMEN

**TITULO:** CREACION DE UN SISTEMA DE TRANSFERENCIA DE CALOR QUE GENERE VAPOR SATURADO A PARTIR DEL USO DIRECTO DE LOS GASES DE COMBUSTIÓN DE LOS TRAPICHES CIMPA DE LA HOYA DEL RIO SUAREZ\*

**AUTORES:** Javier Darío Maldonado Rincón; Jorge Enrique Ramírez Beltrán\*\*

**PALABRAS CLAVES:** Sistema de transferencia de calor, Intercambiador, espiral, cónico, termosifón, ciclón, gases de combustión, caldera, concentración de mieles, trapiche.

### DESCRIPCION:

A partir de la búsqueda del mejoramiento tecnológico y ambiental de la industria panelera, surgió la necesidad de un mayor aprovechamientos de los gases combustión; los cuales se caracterizan por circular por tiro natural, poseer temperaturas promedio en la chimenea de 400°C, flujos másicos y de temperatura que fluctúan en el tiempo y un alto contenido de material particulado, que genera en los equipos de intercambio elevados porcentajes de ensuciamiento.

Este trabajo muestra la creación, diseño y simulación de un sistema de transferencia de calor y su intercambiador, para generar vapor de agua saturado utilizando los gases de combustión en las hornillas paneleras. Se realizó en dos fases una de desarrollo teórico y otra experimental, donde se comprobaron las hipótesis de diseño propuestas mediante un estudio observacional.

Como respuesta al alto contenido de material particulado, se incorporo el efecto ciclón mediante la utilización del intercambiador en espiral cónico, que simultáneamente brinda un flujo de gases uniforme y altas áreas de transferencia y transversal de paso de gases disminuyendo las pérdidas de presión y la incrustación localizada. La entrada y salida (liquido-vapor) se dispuso a través de la aleta en la parte inferior y superior respectivamente, funcionando a diferencia de la mayoría de los arreglos espirales en flujo paralelo, se eliminó el sistema de entradas y/o salidas al centro del espiral para reducir las pérdidas de presión e incrustaciones, y la circulación del agua se realiza por efecto termosifón para crear un sistema de autorregulación y evitar el uso de equipos adicionales como bombas.

---

\* Proyecto de Grado.

\*\* Universidad Industrial de Santander, Facultad de Ingenierías Físicoquímicas, Escuela de Ingeniería Química. Director: MSc. Crisóstomo Barajas Ferreira; Codirector(a): Ing. Luz Esperanza Prada Forero.

## ABSTRACT

**TITLE:** CREATION OF A HEAT TRANSFER SYSTEM THAT GENERATES SATURATED STEAM FROM THE DIRECT USE OF FLUE GASES OF THE CIMPA MILLS AT THE SUAREZ RIVER IN SANTANDER, COLOMBIA\*.

**AUTHORS:** Javier Darío Maldonado Rincón; Jorge Enrique Ramírez Beltrán\*\*

**KEY WORDS:** heat transfer system, exchanger, spiral, tapered, thermo siphon, cyclone, flue gas, boiler, concentration of honey sugar, mill.

### DESCRIPTION:

In order to find technological and environmental improvement of the panelera industry, arose the need for better utilization of the flue gas, which is characterized for circulation by natural draft, have average temperatures of 400°C, mass and temperature flows that fluctuate in time and a high particulate matter that generates high rates of contamination in the exchange equipment.

This work shows a heat transfer system creation, design and simulation and its exchange device to generate saturated steam using the combustion gas at sugarcane burners. This work was conducted in two phases: a theoretical and experimental. The latter proved the hypothesis of design proposals through an observational study.

In response to the high content of particulate matter, a cyclone effect was incorporated, using a conical spiral heat exchanger, which simultaneously provides a uniform gas flow and a large area of horizontal transfer of gas flow, reducing pressure losses and localized embedding. The input/output (liquid-vapor) are made through the flap on the top and bottom respectively, which works by removing the system of inputs and/or exits to the center of the spiral, reducing pressure losses and inlays. The water circulation is performed by thermo siphon effect to create a self-regulation system, avoiding the use of additional equipment such as pumps.

---

\* Proyecto de Grado.

\*\* Universidad Industrial de Santander, Facultad de Ingenierías Físicoquímicas, Escuela de Ingeniería Química. Director: MSc. Crisóstomo Barajas Ferreira; Codirector(a): Ing. Luz Esperanza Prada Forero.

## INTRODUCCION

En la producción tradicional de panela, la concentración de los jugos se realiza de forma discontinua, en una serie de pailas por evaporación abierta y representa la mayor demanda energética del proceso, con un promedio de  $11.000 \text{ kJ/kg}_{\text{panela}}$ . Este tipo de evaporación conlleva a que la energía del vapor generado este siendo desaprovechada y contribuyendo a la contaminación ambiental.

En los trapiches el proceso se efectúa en la hornilla, donde el servicio de calentamiento se lleva a cabo en la cámara de combustión. En esta mediante la combustión de bagazo se generan los gases que van a estar en contacto directo con las pailas. Luego del proceso de producción de panela y concentración de la cachaza, estos son expulsados al ambiente a temperaturas entre  $300$  y  $600^\circ\text{C}$  desaprovechando en promedio  $16.000 \text{ kJ/kg}_{\text{panela}}$  energía calórica.

Uno de los problemas para el manejo de los gases de combustión en hornillas, es el alto contenido de material particulado, por ejemplo en las tipo Ward CIMPA con excesos de aire  $55-56\%$ , va de  $0,02-0,04 \text{ kg}_{\text{material particulado}}/\text{kg}_{\text{bagazo seco}}$ , este material genera en los equipos de intercambio elevados porcentajes de ensuciamiento y como los gases de combustión circulan de forma natural, las pérdidas de presión deben ser mínimas.

El CIMPA ha logrado grandes avances en este campo, con el desarrollo de diferentes modelos de intercambiadores de calor como las pailas aleteadas, piro-tubulares y piro-tubulares aleteadas; convirtiéndose en punto de referencia para interpretar los fenómenos de transporte en esta industria.

Este trabajo muestra la creación de un sistema de transferencia de calor que genera vapor saturado utilizando los gases de combustión en las hornillas tipo CIMPA, el sistema podría ser usado como:

- Sistema de desinfección con vapor, para la industria panela.
- Equipos de calentamiento, evaporación y/o concentración de mieles.
- Sistema base en el diseño de calderas que utilicen materiales orgánicos como combustible.

En el sistema se implementa una circulación por efecto termosifón para crear un sistema de autorregulación y evitar el uso de equipos adicionales como bombas. Como respuesta al alto contenido de material particulado se incorporo el efecto ciclón mediante la utilización del intercambiador en espiral cónico que simultáneamente brinda alta área de transferencia, un flujo de gases uniforme y alta área transversal de paso de gases disminuyendo las pérdidas de presión y la incrustación localizada.

Como principales limitación se afronto la indisponibilidad de material bibliográfico propio de la geometría y condiciones dinámicas del sistema.

## 1 MARCO TEORICO

### 1.1 INDUSTRIA PANELERA

El proceso de producción de panela consiste en concentrar el jugo de la caña de azúcar de 18 a 92°Brix por evaporación del agua, manteniendo un pH aproximado de 6.2 para inhibir la inversión de la sacarosa, sin oscurecer el producto. Este proceso se lleva a cabo en la hornilla panelera, la cual, se compone de:

- Una o dos cámaras, donde se produce la combustión del bagazo de caña.
- Un ducto y chimenea; por donde circulan los gases calientes provenientes de la cámara.

Varios intercambiadores de calor (pailas) ubicados sobre el ducto, los cuales contienen los jugos o mieles de caña, actuando como intercambiadores térmicos entre los gases y los jugos o mieles, liberando al ambiente el vapor de agua producto de la concentración.

En la hornilla el calor aprovechado se transfiere, por convección y radiación hacia las pailas y por convección en ebullición nucleada hacia los jugos. El proceso presenta pérdidas térmicas por combustión incompleta, transferencia de calor a las paredes del ducto, cámara y por emisión de gases calientes hacia la atmosfera, esta última se considera la pérdida energética más significativa del proceso.

### 1.2 DISEÑO DE EQUIPOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR

La función de los intercambiadores de calor consiste en transmitir calor de un medio a otro. Así en la mayoría de casos el equipo se constituye con una pared de separación entre estos dos medios. Transferencia de calor entre dos medios con pared de separación:

- Transmisión del primer medio a la superficie de la pared en contacto con él.
- Transmisión por conducción a través de la pared separadora.
- Transmisión de la superficie de la pared bañada por el segundo medio a este.

El calor se puede transferir por radiación, conducción y convección natural o forzada.

Para la transferencia de calor, a través de los medios Newton enunció, en 1701, la ley según la cual, la cantidad de calor que se transmite por unidad de tiempo un cuerpo a un medio que lo rodea, es proporcional a la superficie de ese cuerpo ( $A$ ) y a la diferencia ( $\Delta T$ ) entre la temperatura de la superficie y la del medio.

$$Q = UA \Delta T \tag{1.1}$$

El factor dimensional de proporcionalidad se designa como factor de transmisión de calor o coeficiente de transmisión de calor ( $U$ ). Depende de las magnitudes geométricas que caracterizan al recinto en el que se produce el desplazamiento del medio, de la naturaleza del desplazamiento, de las condiciones físicas del medio y de la zona de temperatura en se produce el desplazamiento.

Si se tiene en cuenta que para la transferencia de calor debe haber una diferencia de temperaturas y además se tienen que vencer las resistencias; entonces al diseñar estos equipos, es fundamental conocer el total de estos factores.

Para este caso en particular, se puede afirmar, que debido al bajo espesor de la lámina del intercambiador, se puede despreciar la conducción a través de la pared; por tanto las principales resistencias son debidas a los coeficientes de los gases de combustión de bagazo ( $h_{c\ gas}$ ) y del líquido ( $h_{c\ agua}$ ); de esta forma una primera aproximación del coeficiente de transferencia global es.

$$U \cong f(h_{c\ gas}, h_{c\ agua}) \quad (1.2)$$

Como la resistencia del líquido es mucho menor a la ejercida por el gas entonces:

$$U \cong f(h_{c\ gas}) \quad (1.3)$$

Los gases de combustión de bagazo ocasionan una disminución en la transferencia de calor por el ensuciamiento que estos provocan en el intercambiador, este problema afecta el proceso disminuyendo significativamente el coeficiente global de transferencia, de tal forma que este depende de la naturaleza de los gases y del ensuciamiento ( $h_{do}$ ).

$$U \cong f(h_{c\ gas_c}, h_{do}) \quad (1.4)$$

Como  $h_{do}$  es función del tiempo, para un cálculo inicial no hay ensuciamiento.

$$h_{do} = f(t) \quad (1.5)$$

$$U \cong h_{c\ gas} \quad (1.6)$$

El coeficiente de los gases de combustión de bagazo ( $h_{c\ gas}$ ) es función de los coeficientes de transferencia de calor por convección ( $h_o$ ) y por radiación ( $h_r$ ).

$$h_{c\ gas} \cong h_r + h_o \quad (1.7)$$

Para calcular el coeficiente de transferencia de calor por convección, se tiene la ecuación de Nusselt

$$h_o = \frac{Nu K}{D} \quad (1.8)$$

Donde el cálculo de Nusselt ( $Nu$ ) se realiza según los números de Reynolds ( $Re$ ) y Prandtl ( $Pr$ ) principalmente, utilizándose las siguientes ecuaciones:

- Ecuación de Hausen, para,  $2320 < Re < 1000000$  y  $0,6 < Pr > 500$

$$Nu = 0,116 \left( Re^{2/3} - 125 \right) Pr^{1/3} \left( 1 + \frac{D}{L} \right)^{2/3} \quad (1.9)$$

- La expresión empírica de Blasius

$$N_u = 0,04 P_r Re^{0,75} \quad (1.10)$$

- Analogía de Osborn-Reynolds Resistencia en la capa marginal laminar

$$N_u = 0,0267 P_r^{-1} Re^{0,75} \quad (1.11)$$

- Analogía de Kraussold para régimen turbulento

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} \quad (1.12)$$

Al momento de diseñar a modo de comparación para facilitar los cálculos se empleo el coeficiente de transferencia de calor para las pailas pirotubulares determinado por Rosemberg. [1]

Para el caso de los gases de combustión de bagazo pueden considerarse el CO<sub>2</sub> y H<sub>2</sub>O como los contribuyentes a la transferencia por radiación.

$$h_r = \frac{\sigma \epsilon T_{global}^4 - T_w^4}{T_{global} - T_w} \quad (1.13)$$

Para calcular  $h_r$  del sistema en estudio se debe tener en cuenta la emisividad de los gases de combustión ( $\epsilon$ ), la cual se ve fuerte afectada por la geometría del sistema (longitud característica) y las condiciones de operación (eficiencia de la combustión y exceso de aire). El potencial que impulsa la transferencia por radiación es la diferencia entre la temperatura promedio del gas ( $T_{Global}$ ) y la temperatura promedio del agua (proxima a la temperatura de la pared ( $T_w$ )).

Como el calor de transferencia (Q) es suministrado en su totalidad por los gases combustión, se puede calcular el área necesaria de intercambio A y el potencial térmico  $\Delta T$  que puede calcularse como la diferencia media logarítmica o como el promedio de los acercamientos a la entrada y salida del intercambiador.[4]

$$\Delta T_{Gases} = \frac{Q}{m_{gases} C_{pgases}} \quad (1.14)$$

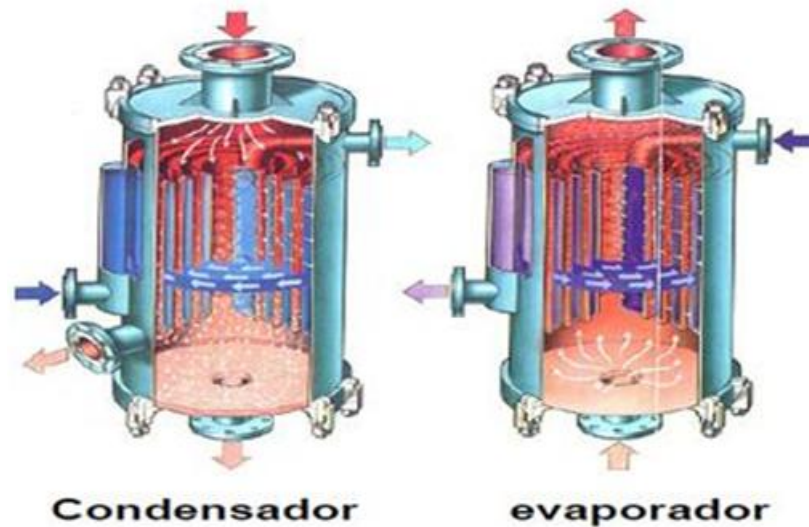
$$A = \frac{Q}{U \Delta T_{gases}} \quad (1.15)$$

### 1.3 INTERCAMBIADOR ESPIRAL

Estos equipos son compactos y requieren menos espacio para la instalación, se fabrican en cualquier tipo de material que pueda ser conformado en frio y soldado como acero al carbón. Se caracterizan por operar con flujos en contracorriente (logrando mantener el potencial térmico dentro de los rangos de operación) y circulación forzada, son equipos ampliamente utilizados en procesos sin cambio de fase (especialmente enfriamiento), aunque en algunas ocasiones se utilizan para con cambio de fase, se Aplica en tratamiento de lodos, líquidos con sólidos en suspensión Incluyendo papillas, y fluidos viscosos. (Véase Figura 1).

La industria azucarera instaló dos intercambiadores de calor tipo espiral en 1983 en el ingenio de Pablo Noriega, para la calefacción de jugo mezclado de 40 a 86 °C y luego de 86 a 107 °C. Este tipo de intercambiador de calor es compacto y requiere menos servicio y espacio para la instalación. La unidad consta esencialmente de un ensamble de dos largas tiras de lámina enrolladas para formar un par de pasajes concéntricos en espiral [2].

**Figura 1. Intercambiador en espiral**



Fuente: [www.iq.uva.es/calor/tema%207.2](http://www.iq.uva.es/calor/tema%207.2)

#### 1.4 EFECTO CICLON

Una partícula determinada sedimenta por acción de la gravedad de un fluido dado con determinada velocidad máxima. Para aumentar la velocidad de sedimentación, la fuerza de gravedad que actúa sobre la partícula puede sustituirse por una fuerza centrífuga intensa generada por el efecto ciclón. Este consiste en generar un flujo que recorre un camino en espiral alrededor y hacia abajo del cuerpo cónico. La fuerza centrífuga desarrollada en el vértice tiende a desplazar radialmente las partículas hacia la pared, de forma que aquellas que alcanzan la pared deslizan hacia abajo dentro del cono [3].

## **2 DISEÑO METODOLOGICO**

### **2.1 UBICACIÓN DEL PROYECTO**

Este trabajo de grado es un subproyecto, del proyecto “Desarrollo de un sistema de evaporación y concentración de jugos de múltiple efecto para mejorar la eficiencia térmica y la productividad y disminuir el impacto ambiental en la producción de panela”; el cual es ejecutado por Corpoica y financiado por el MADR convocatoria 2007. Su generación y desarrollo se llevo a cabo en las instalaciones del centro de investigación CIMPA de CORPOICA, ubicadas en el municipio de Barbosa, Santander, Colombia. Barbosa se encuentra a 1520 m.s.n.m con una presión de 690 mmHg, con la financiación de Corpoica y la dirección de Corpoica y la UIS.

### **2.2 HIPOTESIS**

Es posible construir un sistema de transferencia de calor que genere vapor de agua saturado bajo las siguientes especificaciones: flujo de regulación líquida generado por el efecto termosifón, coeficiente global de transferencia de calor, dentro de los rangos establecidos en la literatura para procesos con resistencia dominante debida a gases de combustión, nivel de llenado del intercambiador auto-regulado por el sistema en respuesta a perturbaciones en los flujos de entrada y sistema de separación de material particulado del gas.

### **2.3 METODOLOGIA**

El trabajo de grado, es una investigación aplicada en la cual se utilizo para el desarrollo de la simulación del sistema de transferencia de calor la herramienta computacional Visual Basic, programas de diseño grafico Corel y solid edge, los editores de texto y hojas de cálculo de office 2007. Se llevo a cabo en las siguientes etapas:

#### **2.3.1 Definición de los parámetros de diseño y operación para el desarrollo del sistema.**

Se definieron intervalos de operación para las diferentes variables del proceso de acuerdo a las limitaciones y condiciones más propicias de funcionamiento del sistema de transferencia de calor bajo las condiciones técnicas y socioeconómicas actuales de los trapiches con hormillas Ward CIMPA de la Hoya del Río Suárez.

#### **2.3.2 Determinación de los componentes básicos del sistema de transferencia de calor**

Establecida la función básica del sistema y con los parámetros definidos, se determinaron las acciones primordiales, se seleccionaron e integraron los equipos necesarios para cada una.

#### **2.3.3 Selección de los posibles tipos de intercambiador de calor**

Definidos los parámetros, se realizo una comparación entre los diversos equipos de transferencia de calor convencionales, usando los siguientes ítems de calificación:

**Área:** se determino a partir de la geometría, longitud característica y condiciones de operación; dando 0 para equipos que no transfieren calor y 10 para equipos con máxima área de transferencia, como los bancos de tubo con superficie ampliada.

**Caída de Presión del gas de combustión:** se atribuye a perturbaciones del flujo debido a la geometría. 0 para equipos con reducciones, expansiones y variaciones de dirección bruscas y 10 para homogéneos, con variación gradual de velocidad y apropiada área de flujo, como un tubo.

**Presión de operación:** se refiere a la parte del intercambiador donde ocurre el calentamiento y/ó evaporación, se asigna 0 para presiones del orden de la atmosférica como evaporadores abiertos y 10 para equipos que manejan altas presiones con intercambiadores esféricos.

**Dinámica de transferencia:** se determino a partir de la geometría, y disposición de los flujos. 0 equipos con coeficientes global de transferencia despreciables y 10 para equipos de alto y uniforme potencial térmico, con fase líquida turbulenta, distribución homogénea y sin estancamiento del gas.

**Incrustación:** Es ocasionada por el material particulado de los gases de combustión, 0 incrustación despreciable y 10 para incrustación alta y localizada como el de placas con superficie ampliada.

**Facilidad de limpieza de incrustaciones:** 0 para equipos de difícil acceso, con un complejo desmonte para la limpieza, y 10 para aquellos de fácil acceso, con superficies homogéneas y no requiere desarme, como la paila pirotubular actualmente empleada en la industria panelera.

#### **2.3.4 Diseño del sistema de transferencia de calor**

Se diseño, estableciendo las ecuaciones de diseño y algoritmos de simulación del intercambiador y del efecto termosifón, para concluir con el dimensionamiento e integración del sistema.

#### **2.3.5 Diseño y Construcción del prototipo para comprobación de variables empíricas**

El diseño del prototipo además de los parámetros técnicos mencionados, se baso para su dimensionamiento y construcción, en los requerimientos técnicos propios del material y destreza de construcción. Se usaron materiales económicos, que poseen propiedades las básicas de diseño y permiten la validación experimental del prototipo. El prototipo se dimensiono acorde a la hornilla prototipo Ward CIMPA de 50 kg<sub>panela</sub>/h, ubicada en el trapiche demostrativo del CIMPA. Se construyo en el taller seleccionado por Corpoica.

La comprobación de las variables empíricas de diseño, se realizaron en una experimentación exploratoria donde las variables objeto de estudio no se manipularon, simplemente se registraron sus valores, analizando la variabilidad natural del sistema junto a los fenómenos de transferencia que nos interesan. En el anexo A, se observa el montaje realizado para la experimentación.

### **2.4 DEFINICION DE VARIABLES EXPERIMENTALES**

En la experimentación se utilizo para minimizar los efectos de ruido, un quemador de diesel, que garantiza un flujo y temperatura de los gases constante y la eliminación del material particulado.

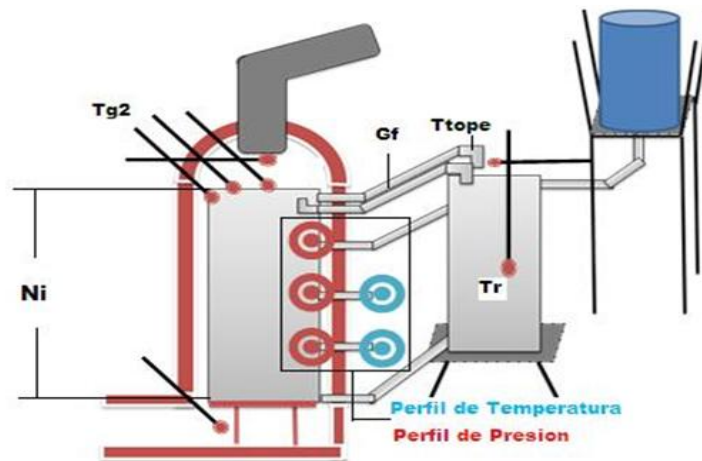
### 2.4.1 Variables Independientes:

Carga hidrostática inicial del tanque de reciclo y temperaturas de entrada de los gases de combustión y de suministro del agua.

### 2.4.2 Variables respuesta:

Nivel de llenado del intercambiador ( $N_i$ ), flujo líquido de recirculación ( $G_F$ ), temperaturas de salida de los gases de combustión ( $T_{G2}$ ), de salida del vapor generado ( $T_{TOPE}$ ) y del agua del tanque de recirculación ( $T_r$ ) y los perfiles de temperatura y presión dentro del intercambiador. En la Figura 1 se observa la ubicación de estas variables en el montaje del prototipo para la experimentación.

Figura 2. Ubicación de las variables de respuesta en el montaje del prototipo para la experimentación



Fuente: Los autores

## 2.5 MATERIALES Y EQUIPOS UTILIZADOS

Tanque PVC de alta densidad de 200 L, 1,5 m de manguera de alta presión y temperatura diámetro interno 1 pulgada referencia T24, Quemador de diesel consumo 5 a 14 gal/h, 3 manómetros sensibles a variaciones -30 a 30 psi, 11 termocuplas tipo K hasta 1500°C, 2 Lectores de temperatura Bimetálicos Clase 1, 18m de cable de extensión con aislamiento de polivinilo para termocuplas tipo K, 1 Datalogger con 7 salidas para temperatura tipo K, 1 Tanque de ACPM de 72 galones, 600 ladrillos tolete, 3 bultos de cemento gris, 6 metros de ángulo de una pulgada en HR, Computador portátil con puerto serial para entrada de datos.

## 2.6 SISTEMAS DE RECOLECCION DE LA INFORMACIÓN

Las temperaturas de los gases de combustión, vapor y tanque de reciclo se registraron con el programa Micro Scan V5 Start, para los perfiles de temperatura y presión se realizaron bajo tomas fotográficas cada 10 minutos y se diligencio un formato tipo bitácora.

### 3 RESULTADOS Y ANÁLISIS DE RESULTADOS

#### 3.1 DEFINICIÓN DE LOS PARÁMETROS DE DISEÑO Y OPERACIÓN

Las hornillas Ward cimpa presentan las siguientes características.

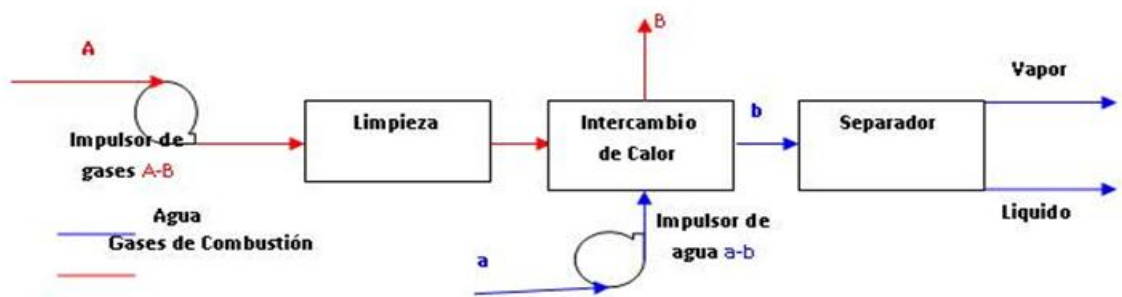
- Alimentación batch de combustible en forma manual, que implica fluctuaciones de los gases de combustión en el tiempo, de su flujo másico y su temperatura de hasta 500°C.
- Estos gases con alto contenido de material particulado; que en hornillas con excesos de aire 55-56% están en el orden de 0,02-0,04Kg<sub>material particulado</sub>/ Kg <sub>bagazo seco</sub>.
- La circulación de los gases se realiza por tiro natural con diferencia de presión muy baja.
- Se dispone de temperaturas promedio a la entrada del ducto de 1000°C y a la salida de 400°C.
- Posee una chimenea cuadrada, construida en ladrillo tolete, con una longitud máxima en la base de 1m y una válvula mariposa para manipulación manualmente de la entrada del aire.
- El ducto tiene una distancia máxima entre pared y pared de 1,6 m y una altura máxima de 0,6 m.
- El personal de operación posee bajo o ningún conocimiento en el manejo de la tecnología vapor.
- En la mayoría el servicio del agua no es suministrado por acueductos municipales, sino por conexiones propias del productor que no garantizan las condiciones apropiadas para el manejo de calderas, debido principalmente a su dureza.

Por tanto el sistema a crear, debe ser operado con facilidad, lo que implica que debe poseer autorregulación para equilibrarse ante cualquier perturbación. Además la ubicación del sistema en la hornilla y su dimensionamiento, esta limitado por la caída de presión y temperatura de los gases a través del sistema, de igual forma el intercambiador debe poseer alta área de transferencia, baja incrustación y facilidad de limpieza.

#### 3.2 DETERMINACIÓN DE LOS COMPONENTES BÁSICOS DEL SISTEMA

El análisis de las condiciones mencionadas en el ítem anterior, permitió determinar que el sistema debe poseer los siguientes componentes: limpieza de gases de combustión, calentamiento del agua, evaporación del agua, separación vapor-liquido, impulsor de gases de combustión, impulsor de agua; como se muestra en la Figura 3

Figura 3. Diagrama de componentes básicos



Fuente: Javier Maldonado y Jorge Ramírez.

Cada componente implica el fenómeno y equipo mostrado en el Cuadro 1.

**Cuadro 1. Selección de equipos.**


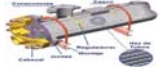



Acción	Fenómenos Presentes	Equipo
Limpieza de gases	Efecto ciclón	Ciclón
Calentamiento	Transferencia de calor (radiación convección) Resistencia dominante presente en los gases	Intercambiador
Evaporación		
Separador Vapor-Líquido	Transferencia de masa (por diferencia de densidades)	Tanque
Impulsor de gases	Tiro natural	Chimenea
Impulsor de agua	Efecto termosifón	Vaporizador con tubo de recirculación

Fuente: Javier Maldonado y Jorge Ramírez.

### 3.3 SELECCIÓN DE LOS POSIBLES TIPOS DE INTERCAMBIADOR DE CALOR

Preseleccionados los siguientes tipos de equipos de intercambio utilizados en la industria: Intercambiador de carcasa y tubos, intercambiador de placas, serpentín, espiral de enfriamiento de aire, paila piro tubular y equipos con superficie ampliada; se procedió a su calificación. Este análisis reportado en el Cuadro 2 permitió seleccionar el tipo de intercambiador carcasa y placa en espiral.

**Cuadro 2. Selección de tipos de intercambiadores**

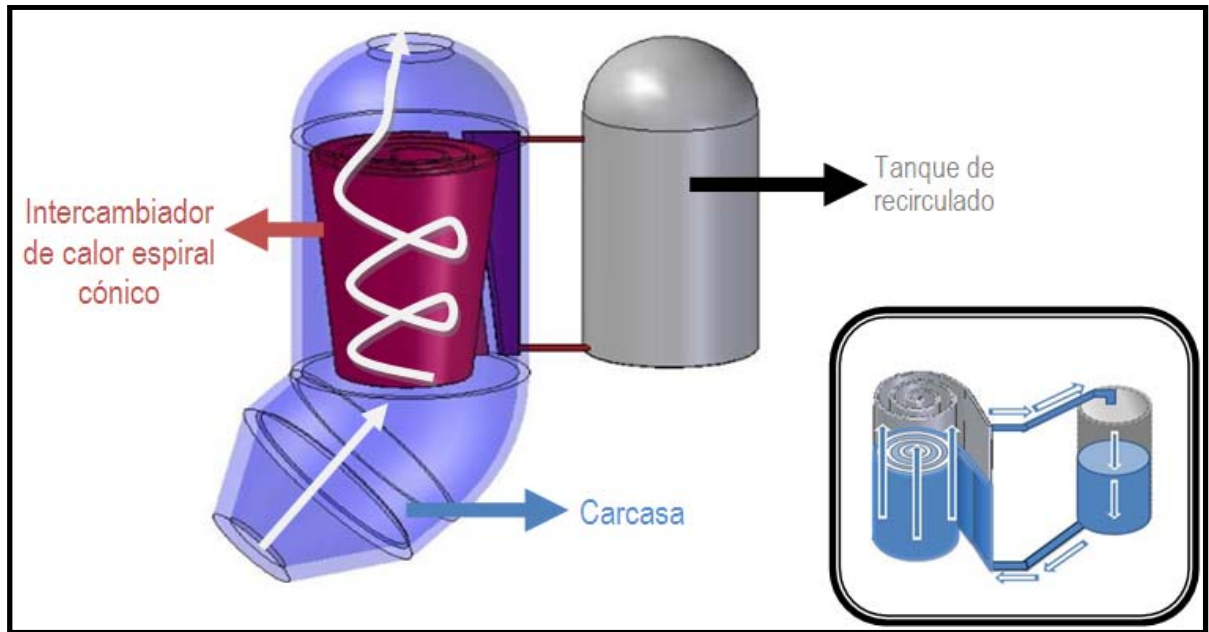
Tipo de intercambiador	Imagen	Área	Incrustación	Presión de operación	Facilidad limpieza	Dinámica de transferencia	Caída de presión	Valoración
Paila piro tubular		5	6	1	5	8	6	31
Carcasa y tubos		9	3	8	7	8	3	38
Placas		7	2	7	3	8	2	29
Equipos con superficies ampliadas		10	0	8	2	8	1	29
Cambiador de carcasa y placa en espiral		8	7	5	8	8	6	40

Fuente: Los Autores

### 3.4 DISEÑO DEL SISTEMA DE TRANSFERENCIA DE CALOR

La Figura 4 muestra el sistema de transferencia de calor carcasa y placa espiral cónico—STCECT.

Figura 4. Sistema de STCECT



Fuente: Los Autores

#### 3.4.1 Creación del intercambiador de carcasa y placa en espiral cónico

Se creó un intercambiador de forma espiral cónica como puede observarse en la Figura 5, se utilizó la espiral de Arquímedes (véase Anexo C) con el fin de lograr un flujo uniforme de gases, alta área de transferencia adicionalmente la conicidad del equipo para acentuar el efecto ciclón generado por la circulación espiral de los gases.

Se eliminó el sistema de entradas y/o salidas al centro del espiral para reducir las pérdidas de presión e incrustaciones, la entrada y salida (líquido-vapor) se dispuso a través de la aleta en la parte inferior y superior respectivamente, funcionando a diferencia de la mayoría de los arreglos espirales en flujo paralelo (este tipo de flujo no es un atenuante del proceso de transferencia debido al alto potencial térmico del mismo), la circulación del agua se realiza por efecto termosifón.

#### 3.4.2 Definición de variables de diseño del intercambiador.

La Figura 5 muestra el intercambiador con sus respectivas variables de diseño, donde:

$\Psi$ : Parámetro de conicidad, presenta la fracción en que aumenta de tamaño la cara (tapa) superior con respecto a la cara inferior del intercambiador.

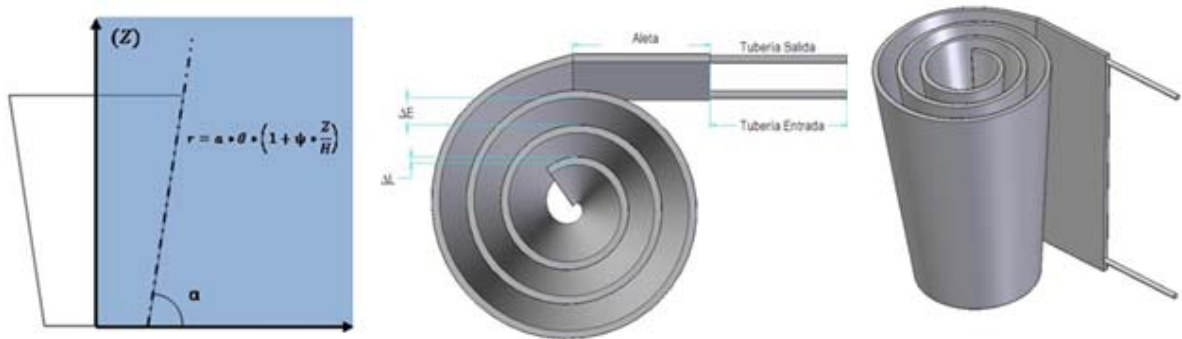
$\Delta E$ : Separación entre vuelta y vuelta del espiral, es un parámetro que se fija para tener un área transversal de paso de gases de forma uniforme, que para unas condiciones dadas de temperatura, flujo y material particulado dadas logre una buena transferencia de calor, con la menor cantidad posible de incrustaciones en el exterior del intercambiador.

$\Delta L$ : Grosor del intercambiador, define el volumen (Capacidad) y robustez (Forma compacta).

$N_v$ : El número de vueltas y la longitud del intercambiador definen el área de transferencia de calor.

$\alpha$ : Angulo de conicidad, representa el ángulo entre la horizontal y el intercambiador

**Figura 5. Intercambiador espiral conico**



Fuente: Los Autores

La variación del  $\Psi$  o de  $\alpha$  cambia la dinámica de los gases de combustión y permite acentuar el efecto ciclón en los gases. Otro de los parámetros que hace versátil el STCECT, es la manipulación de la dirección del flujo de gases justo antes de ingresar al intercambiador mediante el ángulo direccional ( $\delta$ ) mostrado en el Anexo D.

### 3.4.3 Longitud característica

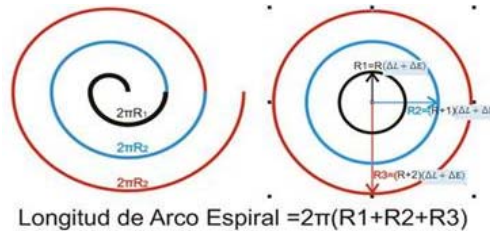
Para el proceso de simulación de los fenómenos de transporte, es de carácter determinar esencial la longitud característica del intercambiador, un factor que depende directamente de su geometría.

**Longitud característica para el flujo exterior al intercambiador espiral.** Para caracterizar el flujo en la parte exterior donde circulan los gases de combustión, se puede utilizar el diámetro del ducto, diámetro hidráulico o analogía de tubos concéntricos. El diámetro del ducto ofrece una forma práctica de cálculo, pero no logra una interacción adecuada con el diseño espiral porque el diámetro del ducto refleja el tamaño de la última vuelta del espiral pero no da cuenta de su grosor, distancia entre placas o numero de vueltas. El diámetro hidráulico y la analogía de tubos concéntricos requieren algo más de cálculo pero son longitudes que detallan más el dimensionamiento del espiral.

$$Diametro_{Ducto} = 2 * ((\Delta L + \Delta E) * N_v + \Delta E) \quad (3.1)$$

**Analogía de tubos concéntricos.** Consiste en suponer que el comportamiento del fluido (gases de combustión) en la parte exterior del espiral es igual al comportamiento a través de tubos concéntricos, como se observa en la Figura 6. El número de tubos concéntricos es igual al número de vueltas del intercambiador, la separación de los tubos es constante e igual a  $(\Delta E + \Delta L)$  y el radio menor se calcula de tal forma que la suma de los perímetros de los tubos es igual a la longitud de arco del espiral.

**Figura 6. Grafica de analogía de tubos concéntricos**



Fuente: Los Autores

La longitud equivalente se calcula como el promedio de los diámetros equivalentes para el flujo en las diferentes zonas del arreglo concéntrico. Donde R es un factor que iguala la longitud de arco del espiral con la suma de los perímetros de todas las circunferencias

$$R1 = \Delta E * R \quad R2 = \Delta E * (R + 1); \quad R3 = \Delta E * (R + 2); \quad Ri = \Delta E * (R + i - 1) \quad (3.2)$$

$$R = \frac{L}{2 * \pi * Nv * \Delta E} - \frac{(Nv+1)}{2} + 1 \quad (3.3)$$

El algoritmo mostrado en la Figura 7 permite calcular la longitud característica del intercambiador, por analogía de tubos concéntricos.

**Figura 7. Algoritmo analogía de tubos concéntricos**

$$\Delta E, \Delta L, Nv,$$

$$R = \frac{L}{2 * \pi * Nv * (\Delta L + \Delta E)} - \frac{(Nv + 1)}{2} + 1$$

$$Di = 2(\Delta L + \Delta E) * (R + i - 1)$$

$$De1 = D1 \quad i = 2$$

$$Dei = \frac{Di^2 - D_{i-1}^2}{Di^2}$$

SI  $i > Nv$  No

$$i = i + 1$$

$$De = \sum_{i=1}^{Nv} \frac{Dei}{Nv}$$

Fuente: Los Autores

**Longitud característica para el flujo de agua al interior intercambiador** Se puede calcular como el diámetro hidráulico, para casos en que  $\Delta L$ , sea lo suficientemente pequeño en comparación con  $\Delta E$ , se puede tomar  $\Delta L$  como longitud característica por analogía a flujo entre dos laminas planas, como se observa en la Figura 8.

Figura 8. Longitud característica  $\Delta L$

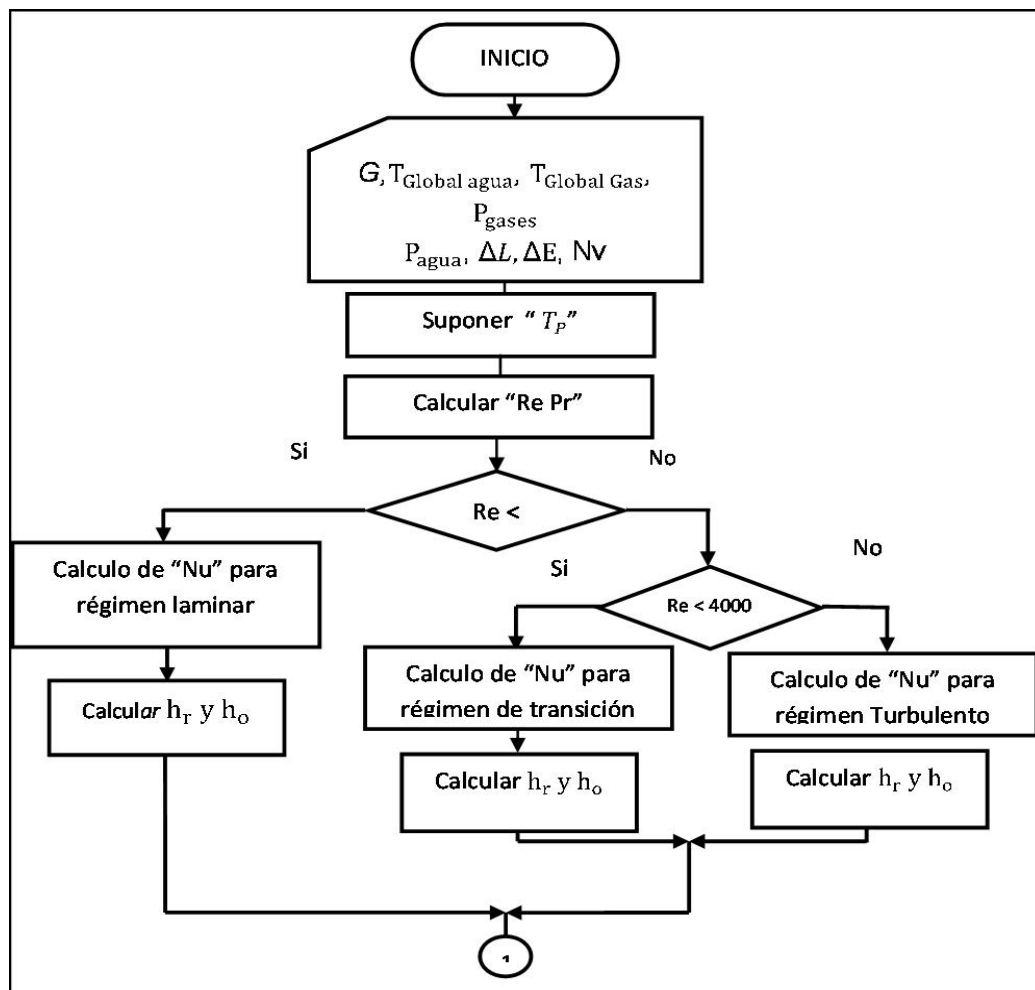


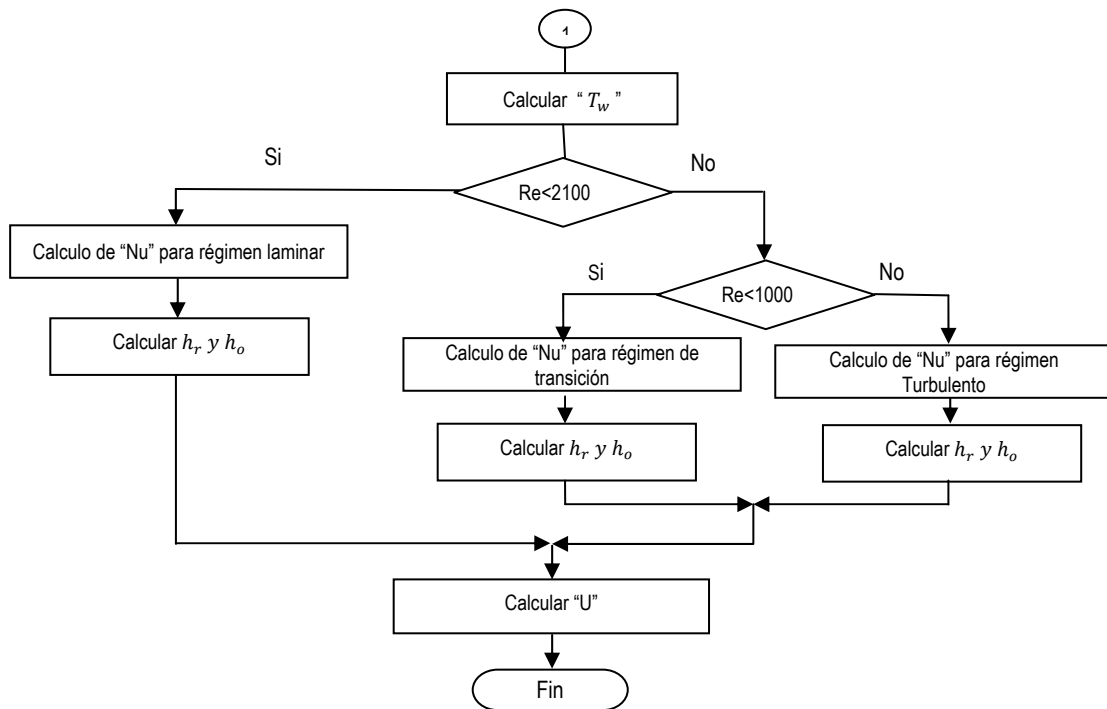
Fuente: Los Autores

### 3.4.4 Cálculo del área de transferencia

El área de transferencia del intercambiador requiere el cálculo del  $U$ ,  $h_c$  y  $h_r$ , véase Ecuación 1.1, la Figura 9 muestra el algoritmo desarrollado para calcular el coeficiente global de transferencia.

Figura 9. Cálculo del coeficiente global de transferencia

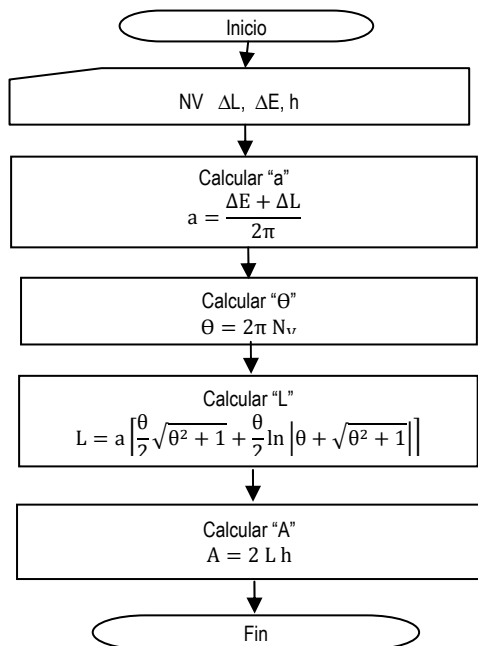




Fuente: Los Autores

Para el calculo de  $h_c$  y  $h_r$  se desarrollo el algoritmo mostrado en la Figura 10.

**Figura 10. Calculo del área geometrica**



Fuente: Los Autores

Nomenclatura

a: Parametro controla el giro de la espiral

$\theta$ : Angulo de giro

A: Area geometrica

L: Longitud de arco de la espiral

h: Altura del intercambiador

Nv: Numero de vueltas del espiral

$\Delta E$ : Distancia entre vuelta y vuelta del espiral

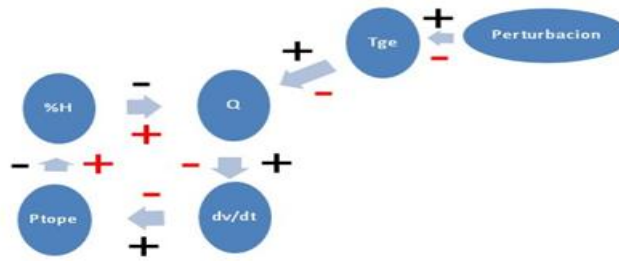
$\Delta L$ : Grosor del intercambiador

### 3.4.5 Efecto amortiguador en el sistema de transferencia

Una cualidad muy importante del diseño del sistema es su respuesta amortiguadora a algunas perturbaciones del sistema. Un aumento de la temperatura de entrada de los gases de combustión ( $T_{ge}$ ) produciría un aumento en el flujo de calor ( $Q$ ), por consiguiente habría un aumento de la tasa de producción de vapor ( $dv/dt$ ), seguido de un aumento en la presión del tope del intercambiador ( $P_{tope}$ ), seguido por una reducción del nivel del intercambiador ( $\%H$ ) que disminuye el flujo de calor equilibrando el Sistema, simbolizado en la Figura 11.

Una disminución de la temperatura de entrada de los gases de combustión produciría una reducción en el flujo de calor, por consiguiente habría una disminución de la tasa de producción de vapor, seguido de un descenso en la presión del tope del intercambiador que llevaría a un aumento del nivel del intercambiador logrando incrementar el flujo de calor y así equilibrar el sistema.

Figura 11. Efecto de amortiguacion I

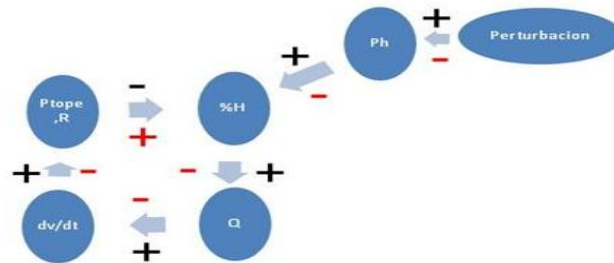


Fuente: Los Autores

Al aumentar la carga hidrostática inducida por el tanque de reciclo ( $Ph$ ) se eleva el nivel de llenado del intercambiador, esto conlleva a aumentar el calor transferido y por ende incrementar la tasa de producción de vapor, que a su vez eleva la presión del tope y el flujo de reciclo para finalmente disminuir el nivel del intercambiador buscando un nuevo punto seudoestable.

De forma similar se produce el fenómeno de regulación para el caso de disminución de la carga hidrostática inducida por el tanque de reciclo, simbolizado en la Figura 12.

Figura 12. Efecto de amortiguación II

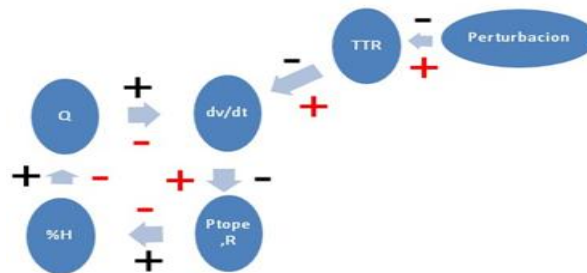


Fuente: Los Autores

La perturbación en este caso puede ser un leve aumento en el flujo líquido del tanque de suministro o una elevación del tanque de recirculación, como se observa en la Figura 13.

Una disminución en la temperatura del líquido del tanque de reciclo (TTR) reduce la tasa de producción de vapor, lo cual disminuye el flujo de reciclo (R) y la presión en el tope del intercambiador, aumenta el nivel del intercambiador por lo cual aumenta el flujo de calor para aumentar la tasa de producción de vapor.

**Figura 13. Efecto de amortiguación III**



Fuente: Los Autores

### 3.4.6 Cálculo del termosifón (Véase Anexo E)

Para llevar a cabo el cálculo del efecto termosifón el intercambiador se divide en dos zonas específicas, la primera zona donde la transferencia de calor se destina al aumento de temperatura hasta alcanzar la saturación y la segunda zona donde se lleva a cabo la evaporación del líquido saturado.

Se calculo el flujo de alimentación para el cual la carga hidrostática del tanque alimentador se equilibra con la carga hidrostática de la mezcla en el intercambiador y las pérdidas de presión por fricción y accesorios, en términos generales se desarrollan balances de masa y energía locales junto a cálculos de pérdidas de presión.

## 3.5 DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DEL PROTOTIPO PARA COMPROBACIÓN DE VARIABLES EMPÍRICAS

La utilización del intercambiador de calor de carcasa y placa espiral cónico, en la industria requiere un método (en este caso un software) para caracterizar y simular el proceso de transferencia sin la necesidad de realizar diseños experimentales que repliquen las condiciones del proceso. Es esencial contar con correlaciones (ecuaciones) propias de la dinámica y geometría del intercambiador que permitan realizar la labor de diseño del intercambiador y su correcta integración a la planta de proceso.

La Figura 14 muestra el montaje experimental realizado en el CIMPA del intercambiador de carcasa y placas en espiral. Se construyo en acero HR calibre 16, para facilidad en su construcción manteniendo la resistencia a la temperatura de los gases (Véase Anexo F).

**Figura 14. Montaje experimental**



Fuente: Corpoica Estación Experimental CIMPA.

### **3.5.1 Dimensionamiento del prototipo intercambiador de calor de carcasa y placa en espiral**

Se realizó en base a un método iterativo que comprende dos ítems: Condicionamientos técnicos en la construcción y presupuesto disponible. En un comienzo las dimensiones eran diferentes se adecuaron según la facilidad de construcción y la heurística de intercambiadores dando como resultados las dimensiones mostradas en el Cuadro 3.

**Cuadro 3. Dimensiones del intercambiador de carcasa y placa en espiral**

Área de transferencia efectiva, m <sup>2</sup>	7,894426
H, m	1,2
N <sub>v</sub>	3
ΔL, m	0,0254
ΔE, m	0,09
ψ	1
A	π/2

Fuente: Los autores

Para determinar la facilidad de construcción se tuvo en cuenta:

- Dimensiones de las laminas disponibles: Debido a que las laminas comerciales traen un tamaño estándar (120 \* 200 cm) lo que genera que fuese un limitante de construcción y por consiguiente de diseño, ya que hacer uniones con mas laminas, da como consecuencia mayores puntos de soldadura por tanto mayores áreas débiles del intercambiador.

- Limitación por soldadura: El diseño de intercambiador de carcasa y placa en espiral, trae limitaciones en construcción debida su geometría lo que genero que para construirlo por primera vez se limitara el diseño a la facilidad de la aplicación de soldadura.

Según la heurísticas de intercambiadores, el valor de separación entre placas  $\Delta L$  se fijo tomando en cuenta los valores más usados de los diámetros de los tubos en equipos de vaporización, se encontró en la literatura análisis experimentales (KIRSCHBAUM) del fenómeno de transferencia de calor en tubos verticales para diferentes diámetros.

### 3.5.2 Dimensionamiento del tanque de recirculación y la chimenea

El sistema de intercambio de calor de carcasa y placa en espiral con efecto termosifón tuvo como limitaciones de construcción tres ítems:

- Material del tanque de recirculación: Este tiene como limitación el uso de una sola lámina de acero inoxidable para la construcción de este.
- Adecuación de materiales para el montaje: Por cuestiones económicas en el montaje experimental se tuvieron que hacer adecuaciones con los materiales que se contaban.
- Construcción de chimenea auxiliar: Debido a que la chimenea principal no nos brindaba en diámetro necesario para el montaje del diseño se construyo una chimenea auxiliar la cual reunieran las características del diseño base.

**Cuadro 4. Dimensiones del sistema de recirculacion y la chimenea**

Equipo	ÁREA DE TRANSFERENCIA EFECTIVA, m <sup>2</sup>	7,89
<b>Intercambiador</b>	H, m	1,2
	N <sub>v</sub>	3
	$\Delta L$ , m	0,0254
	$\Delta E$ , m	0,09
<b>Tanque de Suministro</b>	VOLUMEN, m <sup>3</sup>	0,2
	ALTURA TANQUE, m	1
	ALTURA EN EL MONTAJE, m	1,3
<b>Chimenea Auxiliar</b>	ALTURA, m	1,8
	ANCHO, m	1,12
	PROFUNDIDAD, m	0,73
	ANCHO DE PUERTA, m	0,8
	ALTURA DE PUERTA, m	1,3

Fuente: los autores

### 3.5.3 Resultados experimentales de la comprobación de variables empíricas

En las siguientes tablas se presentan los cálculos de calor transferido al sistema, basados en la medición del calor sensible y latente del agua durante todo el funcionamiento. Se realizo un análisis

de transferencia en el tiempo tomando como parámetro principal la caída de temperatura de los gases de combustión.

$$Q_{\text{Transferido al intercambiador}} = m (\lambda + \overline{C_p} \Delta T) \quad (4.1)$$

$$Q_{\text{Transferido por los gases}} = m_{\text{gases}} \overline{C_p}_{\text{gases}} \Delta T_{\text{gases}} \quad (4.2)$$

$$Q_{\text{Transferido al intercambiador}} = Q_{\text{Transferido por los gases}} \quad (4.3)$$

Con el valor de calor transferido total al sistema y el área promedio utilizada durante todo el montaje, se calcula el coeficiente global de transferencia de calor U Utilizando la Ecuación 1.1.

El Cuadro 5 muestra los datos obtenidos por balance global de las experimentación realiza en el prototipo.

**Cuadro 5. Resultados globales del montaje**

Mediciones totales del montaje ( tiempo de descanso de 31 min)					
Hora Inicio	Hora final	Tiempo de operación (min)	Q sensible sistema (kJ/ Tiempo de operación)	Q vaporización (kJ/ Tiempo de operación)	Q total (kJ/h)
22:15	12:12	87	72685	176542	171881
Calor promedio transferido (kJ/h)		Temperatura DML (°C)	Área total de transferencia (m <sup>2</sup> )		U Basado en Área total ( W / m <sup>2</sup> °C )
171881		422	7,87		14,37
			Área relativa de transferencia (m <sup>2</sup> )		U Basado en Área Relativa ( W / m <sup>2</sup> °C )
			5,18		21,8

El Cuadro 6 muestra los resultados obtenidos en el prototipo, en un lapso de 18 minutos con una hora de estabilización del sistema.

**Cuadro 6. Resultados muestra observacional de 18 min**

Hora	Tiempo (min)	Tiempo de ciclo 8min9	Rata de evaporación (kg/h)	Rata promedio evaporación (kg/h)	Calor promedio transferido (kJ/h)
23:54	0			73,6	187689
23:59	5	5	55,4		
0:05	11	6	52,2		
0:09	15	4	94,9		
0:12	18	3	91,7		
Calor promedio transferido KJ/h		Temperatura DML (°C)	Área total de transferencia (m <sup>2</sup> )		U Basado en Área total ( W / m <sup>2</sup> °C )
187689		422	7,87		15,67
			Área relativa de transferencia (m <sup>2</sup> )		U Basado en Área Relativa ( W / m <sup>2</sup> °C )
			5,18		23,85

El Cuadro 7 muestra los resultados de la relación realizada para calcular el flujo másico de gases a partir del calor transferido al intercambiador y las pérdidas en los alrededores.

**Cuadro 7. Variación de la cantidad de calor transmitido por los gases en función de las pérdidas de calor en el ducto y la chimenea.**

Mediciones estabilización					
Calor por vaporización Intercambiador kJ/h	G % calor transferido a las paredes y piso	Calor entregado por los gases kJ/h	$\Delta T$ gases °C	Cp. kJ/kg °C	masa de gases kg
180000	5	189000	353	1,05	511
180000	10	198000	353	1,05	589
180000	15	207000	353	1,05	616
180000	20	216000	353	1,05	642

### 3.5.4 Análisis de resultados experimentales

**Dinámica del proceso.** Luego de 13min de operación, se logra establecer dentro del intercambiador un perfil de temperatura cercano al valor de saturación, en este momento la zona de evaporación es lo suficientemente grande y la rata de producción de vapor es suficiente para iniciar el efecto termosifón.

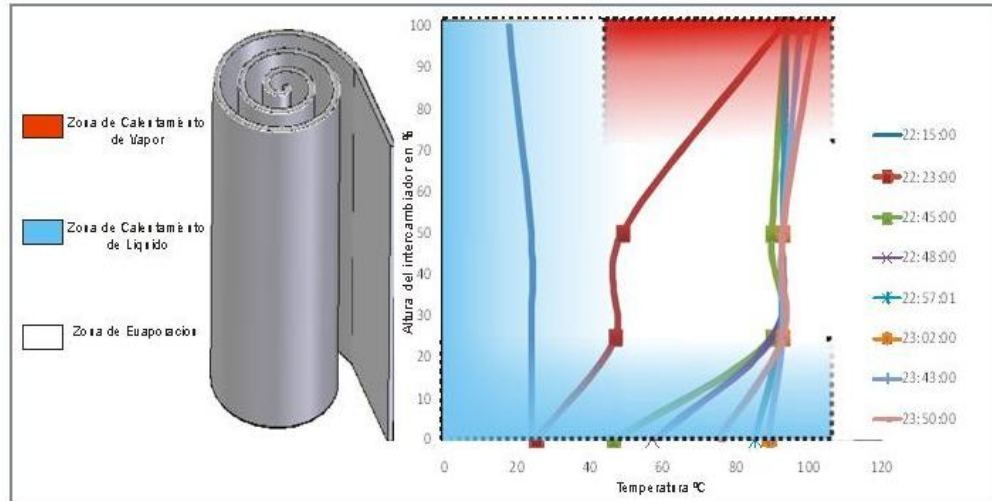
El proceso de efecto termosifón en el intercambiador desde que inicia, se comporta en forma periódica. En algunos intervalos de tiempo se observa un periodo de 2 minutos, una fase de recirculación y otra fase donde el flujo de recirculación se disminuye hasta llegar a un flujo de salida en su mayoría de vapor.

El intercambiador desde su puesta en marcha empieza un proceso intenso de regulación, en el montaje realizado además de las zonas de calentamiento y evaporación esperadas, aparece una zona de sobrecalentamiento donde se alcanzan valores de hasta 110°C. (Véase la Figura 15).

A través del proceso de estabilización el intercambiador minimiza la zona de calentamiento (fracción de intercambiador usada para calentamiento de líquido), debido a que la temperatura del líquido entrante al intercambiador va aumentando gracias al mezclado en el tanque de reciclo generado por el efecto termosifón. La temperatura del tanque de reciclo aumenta hasta llegar a un estado pseudoestable cercano a la saturación, en este punto el calor requerido para calentar la corriente de líquido proveniente del tanque de suministro (Temperatura Ambiente) hasta la temperatura del tanque de reciclo es suministrado por el líquido recirculado por el intercambiador. Por el contrario la zona de calentamiento de vapor aumenta hasta que llega al estado pseudoestable del sistema de presiones, logrando un equilibrio dinámico donde la carga hidrostática del tanque de reciclo apenas vence la presión en el fondo del intercambiador creando el flujo de alimentación. Simultáneamente se logra el flujo de reciclo del termosifón de igual magnitud al flujo de alimentación.

La presión en el fondo del intercambiador está definida por la carga hidrostática, las pérdidas de presión por fricción y presión por acumulación de vapor en el tope.

Figura 15. Zonas del intercambio en función de altura y temperatura



Fuente: Los autores

Es muy importante tener presente que la zona de calentamiento de vapor es la fracción de intercambiador con el coeficiente de transferencia más bajo y podría pensarse que es una “zona desaprovechada” (Véase Área relativa de intercambio Anexo B)

La zona de calentamiento de vapor puede reducirse apreciablemente aumentando la carga hidrostática del tanque de reciclo (subir el nivel del tanque). Otra posibilidad es manipular la salida de vapor de modo que el intercambiador no se presurice, pudiéndose usar más de una toma de salida de vapor, ampliando el diámetro de la tubería de salida, etc.

**Análisis de presión** La disminución en la presión del intercambiador refleja la disminución del nivel del intercambiador, pero es importante notar que antes de la disminución de la presión hay un aumento de la misma debido al proceso de acumulación de vapor en el tope del intercambiador. (Véase Análisis de presión Anexo B).

Para el dimensionamiento de la tubería de salida del intercambiador puede tratarse a esta como una válvula con la ecuación general:  $q = C \sqrt{\frac{\Delta P}{\rho}}$  donde la constante C debe hallarse experimentalmente.

Para casos en que se desee trabajar a sin presurizar se recomienda trabajar el recirculado como flujo en canal abierto.

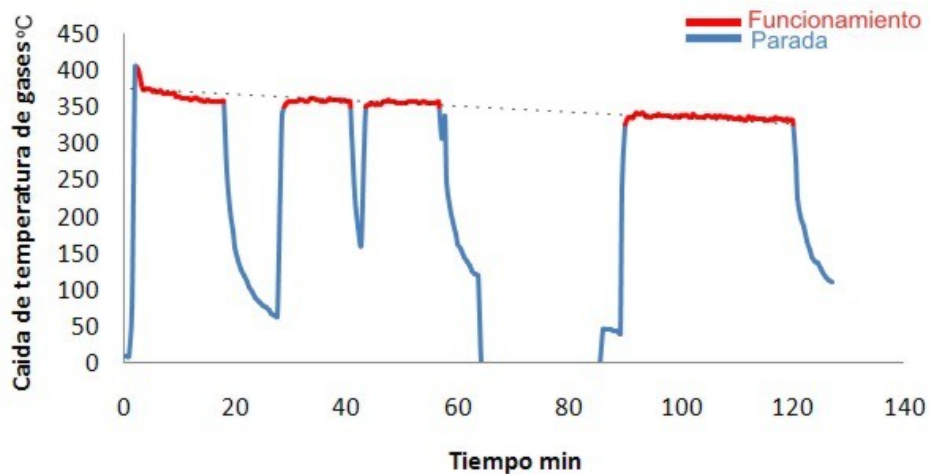
**Variación del coeficiente local de transferencia de calor dentro del intercambiador con transición de fluido estancado (laminar) a turbulento.** Al comienzo del funcionamiento el intercambiador contiene más 95% de líquido, en cuanto comienza la vaporización el porcentaje de líquido disminuye, para así llegar al equilibrio de presiones ya mencionado. Aunque el área de líquido se reduce hasta en un 30% el calor lo hace apenas un 10% (Véase Figura 16) debido a que el coeficiente global de transferencia es afectado por las condiciones del agua dentro del

intercambiador; El coeficiente local del agua aumenta con el paso de un estado inicial estancado a un flujo turbulento que aumenta el coeficiente de transferencia local y por ende el global.

### Análisis de tendencia de transferencia de calor

La caída de temperatura de los gases en periodos de funcionamiento es aproximadamente constante con el descenso del 10% como respuesta a las variaciones del medio líquido (agua) y comparando el coeficiente global de transferencia hallado en la experimentación con la bibliografía podemos concluir que la mayor resistencia a la transferencia proviene de los gases de combustión, como se observa en la Figura 16.

Figura 16. Variación de la caída de temperatura de los gases de combustión en el tiempo



Esta consideración da como resultado un coeficiente global de transferencia altamente influenciado por las condiciones de externas al intercambiador es decir el fluido que emite calor.

$$U \cong f(\text{coeficiente de transferencia de calor de gases}) \quad (4.4)$$

$$Q_{gases} = m\bar{C}_p \Delta T; \quad m = \text{masa de gases}; \quad \bar{C}_p = \text{Calor especifico promedio} \quad (4.5)$$

Se puede decir que

$$Q_{gases} = K\Delta T \quad (4.6)$$

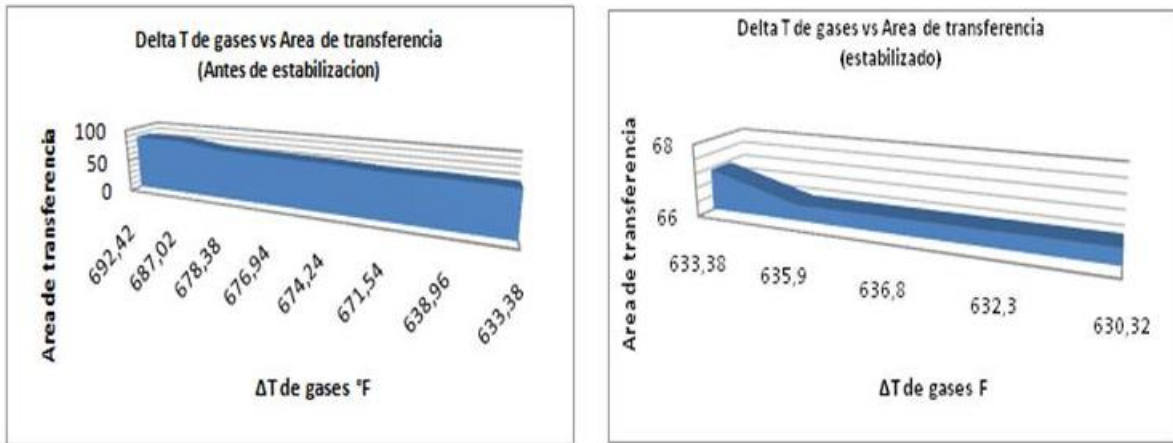
$$Q_{transferencia} \cong G Q_{gases} \quad (4.7)$$

Donde G es la constante que representa la fracción de calor aprovechada por el intercambiador, debido a que el calor no solo es transmitido al intercambiador si no que cierta fracción se transfiere a las paredes del ducto y a las de la chimenea.

En cuanto al funcionamiento del intercambiador en la estabilidad el área del líquido es constante y menor al área total del intercambiador, lo que genera una zona de calentamiento de vapor, en esta zona el

coeficiente global de transferencia disminuye no solo por la presencia del vapor sino también por el agotamiento de los gases de combustión. Este agotamiento se debe a que la mayor parte de la transferencia se hace en el área inferior del intercambio. Como se muestra en la Figura 18

**Figura 17. A vs  $\Delta T$  gases**



## CONCLUSIONES

El Sistema de transferencia de calor espiral cónico con termosifón (STCECT), posee alta área de transferencia y sistema de separación de partículas por efecto ciclón para el gas de calentamiento.

El sistema de separación de partículas por efecto ciclón para el gas de calentamiento disminuye las incrustaciones por material particulado en el equipo, debido al efecto ciclón generado por la geometría del intercambiador, además de la componente del flujo vertical y uniforme de gases a través de este.

El STCECT opera en flujo paralelo eliminando las pérdidas de presión e incrustaciones debidas a sistemas de entrada y salida dispuestas en el centro del espiral de los equipos de flujo en contra corriente. La circulación del agua se realiza por efecto termosifón mientras el parámetro y ángulo de conicidad permiten del intercambiador, optimizar el efecto ciclón con variaciones en la dirección del flujo del gas de entrada.

El prototipo experimental del intercambiador de carcasa y placa espiral cónico diseñado, posee un área de paso de gases  $0,51 \text{ m}^2$  y un área de transferencia de  $7,87 \text{ m}^2$ ; aéreas mayores que las de la paila pirotubular, que es el intercambiador más eficiente utilizado actualmente en las hornillas CIMPA. Este último posee un área de paso de gases  $0,095 \text{ m}^2$  y de transferencia  $2,47 \text{ m}^2$ . [4].

Las dimensiones del prototipo experimental son: altura (H)  $1,2\text{m}$ , número de vueltas ( $N_b$ )  $3$ , distancia entre láminas ( $\Delta L$ )  $0,0254\text{m}$  y distancia entre vueltas ( $\Delta E$ )  $0,09\text{m}$ . El prototipo se dimensionó para una hornilla de  $45 \text{ kg/h}$ , con una chimenea de  $0,6\text{m}$  de lado.

El coeficiente global de transferencia de calor calculado para el intercambiador es  $15,67\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot^\circ\text{C}$ . Valor constante durante todo el ciclo de funcionamiento, con una caída de temperatura de gases constante de  $350^\circ\text{C}$  aproximadamente, aun cuando el coeficiente local de transferencia del agua, en el interior del intercambiador varia; por tanto los gases de combustión representan la resistencia dominante del proceso

A lo largo del STCECT, se distinguen tres zonas: calentamiento del líquido, evaporación y sobrecalentamiento. Desde la puesta en marcha del equipo la distribución de zonas varia hasta alcanzar el equilibrio de Temperatura y presión del sistema; minimizando la zona de calentamiento líquido y aumentando las demás.

El STCECT realiza de manera autónoma el proceso de regulación en respuesta a perturbaciones en la corriente de gases de combustión y la línea de suministro de agua debido al efecto termosifón incorporado, estableciéndose en un punto pseudoestable que se valida en la condición cíclica del flujo de recirculación.

## RECOMENDACIONES

Ajustar los parámetros de diseño del intercambiador de calor de carcasa y placa  $\Delta E$ ,  $\Delta L$ ,  $N_v$ ; a fin de disminuir las pérdidas de presión generadas a lo largo del intercambiador, manteniendo una buena dinámica de transferencia.

Estudia el comportamiento real del intercambiador de calor de carcasa y placa en espiral frente a la presencia del material particulado en los gases de combustión.

Analizar experimentalmente el dimensionamiento de la salida de vapor con el tratamiento matemático de válvula con el fin de simular el perfil de presión dentro del intercambiador y así realizar un posible control de este.

## BIBLIOGRAFIA

[1]RESTREPO H., Rosemberg. 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. Trabajo de grado (Ingeniero Químico). Universidad Industrial de Santander. Facultad de Ingenierías Físicoquímicas. Escuela de Ingeniería Química. Bucaramanga, 2004. p 87.

[2]CHEN., C.P. James. Manual del azúcar de caña. Versión española. Carlos Alberto García. Noriega Editores.1991 Editorial Limusa. p.242-309.

[3]MC CABE., Warren I, Julian S, Smith. Peter, Harriott. Operaciones unitarias en ingeniería química. Cuarta edición.1991 Editorial Mc -Graw Hill. ISBN.84-481-1918-5

[4]GREGORIG Romano, Cambiadores de calor, Traducido por A. Lopez de Chueca, Ediciones URMO, 1968.

MEADE.P George. Manual del azúcar de caña. Traducido por Mario G. Menolca.Mon. Novena Edicion Montaner y Simon, S.A.Barcelona.1967. p.150-192.

HUGOT. E. Manual para Ingenios azucareros.Traducido y revisado por Carlos Ruiz Coutiño.Editorial Continental, S.A de C.V. Mexico.1950.p.339-490.

KERN., Donald Q. Procesos de transferencia de calor. D. Q. Kern Asociados y Catedrático instructor en ingeniería química case institute of technology. Trigésima primera reimpression. Compañía editorial continetal México.

TREYBAL., Robert E. Operaciones de transferencia de masa. Traducción Amelia García Rodríguez. Segunda Edición. Editorial Mc-Graw Hill.

GEANKOPLIS., Christie j. Procesos de Transporte y Operaciones Unitarias. University of Minnesota. Tercera Edición. Compañía editorial continental, s.a. de c.v. México.

PERRY., Robert. H. Perry Manual del Ingeniero Químico. Tomo I. Preparado por un equipo de especialistas bajo la dirección de Robert H Perry. Sexta Edición (Tercera Edición en español). Mc-Graw Hill.

HOLMAN. J. P. Transferencia de Calor. Profesor de Ingeniería Mecánica Southern Methodist University. Octava Edicion. Mc-Graw Hill.

INCROPERA., Frank p. Fundamentos de Transferencia de Calor. Cuarta Edición. Editorial Pearson.

BIRD R., Byron. Warren e. Stewart. Edwin n. Lidtfoot. Fenómenos de Transporte. Editada por John Wiley Sons. Editorial reverté. S. A.

GARCIA., Hugo y GORDILLO, Gerardo. Manual para el diseño y operación de hornillas paneleras. Convenio de investigación para el mejoramiento de la industria panelera IIC-HOLANDA-CIMPA. Barbosa, 1992. p 90.

SMITH-VAN NESS. Introducción a la termodinámica en ingeniería química. 5 ed. McGraw-Hill. México, 1996.

ROJAS A., Harvey. CASTELLANOS T, Marvin. Validación y ajuste de los modelos matemáticos de Combustión generados por la uis y Corpoica para cámaras de Hornillas paneleras tipo Ward-Cimpa. Trabajo de grado, (Ingeniero Químico). Universidad industrial de Santander. Facultad de ingenierías Fisicoquímicas. Escuela de ingeniería Química. Bucaramanga, 2010. p 81.

PRADA F., Luz E. Buenas prácticas de manufactura en la elaboración de miel y panela, Corpoica-CIMPA. Editorial Produmeditos. Barbosa, 2001. p 24

HEYMAN., Mark S. La esencia de Visual Basic. Traducción I.Q. Sergio Luis María Ruiz Faudon. Ingeniero Químico, Analista de Sistemas. Pentice Hall spanoamérica.

W.H. Severns, H.E. Degler, J.C. Miles. Energía Mediante Vapor, Aire o Gas. Versión Española Ing. Batlle Gayan. Editorial Reverte.

## ANEXOS

### Anexo A. Montaje Experimental

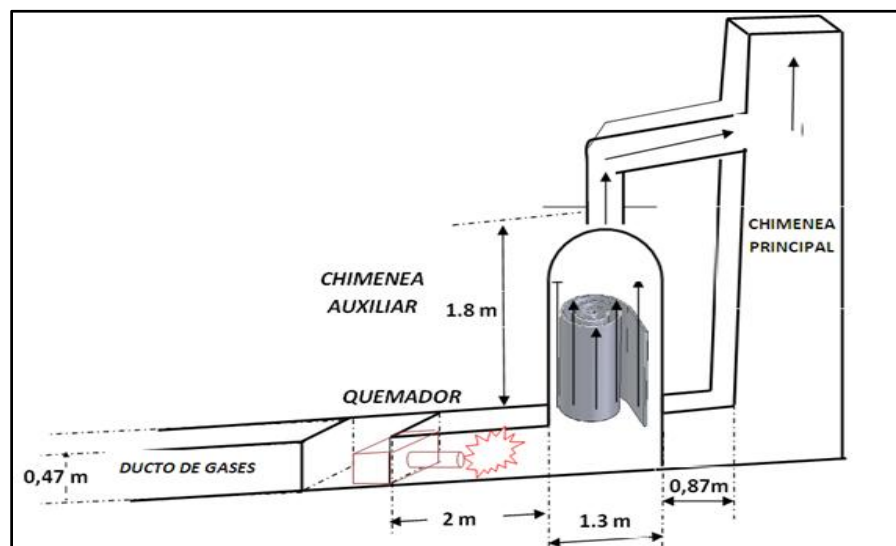
El montaje básico tiene como elementos el intercambiador de carcasa y placas en espiral, tanque de recirculado y tanque de alimento.

El tanque de recirculado se encuentra justo al lado del la chimenea auxiliar construida para las especificaciones geométricas del intercambiador, el tanque de alimento está ubicado a una altura mayor a la del tanque de recirculado y atrás de

este, ya que suministra el agua necesaria para mantener el nivel en tanque recirculado por medio de una válvula de nivel.

El intercambiador está conectado mediante tubería galvanizada de 1 pulgada con el taque de recirculado, estas conexiones sirven de entrada y salida de agua y vapor respectivamente, cada una de estas está compuesta por llaves de globo para el control de flujos del intercambiador. Para llevar a cabo el funcionamiento del termosifón se adecuaron tres salidas de vapor, de las cuales dos son de 1 pulgada y la otra  $\frac{3}{4}$  pulgada de diámetro, mientras que una sola entrada de líquido de 1 pulgada abastecía al intercambiador. Se empleo un quemador de diesel situado en el ducto antes de la chimenea auxiliar. El quemador es el dispositivo que permite realizar la combustión del Diesel con el aire. Este equipo reemplazo al bagazo en su efecto para producir el calor necesario para el funcionamiento del intercambiador a una velocidad de gases y temperatura constante.

Las Termocuplas se colocaron según las necesidades de medición, distribuidas al comienzo y al final de la chimenea auxiliar así como en la segunda y primera vuelta del espiral, las demás fueron puestas en el tanque de recirculado y en la salida de vapor



## Anexo B. Bitacora de funcionamiento y Resultados

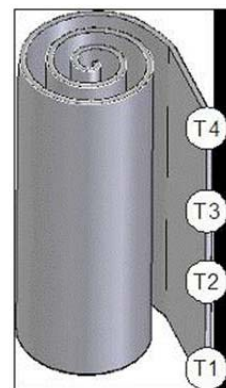
Se realizo la experimentación utilizando agua como fluido modelo, inicialmente se llenan el intercambiador, tanque de recirculado y tanque de alimento, hasta sus niveles preestablecidos para el funcionamiento. Con esto se da inicio al encendido del quemador, que durante los primeros minutos calienta el agua del intercambiador y tanque de recirculado hasta su punto de ebullición (95°C), comenzando la evaporación y con ello el proceso de regulación de presiones hasta llegar a un área de intercambio de equilibrio y comenzando la entrada del fluido desde el tanque de alimento, cuando el nivel del intercambiador este estabilizado (oscilaciones pequeñas), se puede decir que el sistema en general llega a la estabilización y se proceden a las mediciones de recirculado y cantidad de agua evaporada el lapsos de cinco minutos. La duración de la prueba depende del tiempo de estabilización (aproximadamente 1 hora) y de la cantidad de mediciones de recirculado y agua evaporada después de la estabilización.

### Especificaciones iniciales:

- salidas (ver figura)
- 1 salida con desprendimiento lateral para medir recirculación (ver figura)
- medidores de presión (ver figura)
- 2 medidores de temperatura del agua dentro del intercambiador (ver figura)
- 1 entrada de agua (ver figura)
- Nivel de llenado del intercambiador 100%
- Toda el agua del sistema inicia a temperatura ambiente
- Nivel del tanque de suministro bajo 2cm
- Quemador graduado en 13 cm

2:15 Se inicia el funcionamiento, encendido del quemador.

T1	24
T2	24
T3	24
T4	18



22:23 Perfil de T, P

T1	25
T2	47
T3	49
T4	93

22:28 Inicia efecto termosifón (inicia fase de recirculación)

22:29 Termina efecto termosifón (fase de pasivacion)

22:31 Parada, se apaga quemador

22:40 Reinicio, se enciende el quemador

22:42 inicia efecto termosifón (inicia fase de recirculación)

22:44 El nivel del intercambiador oscila entre 17-14, el termosifón se genera por las tres salidas

22:45 Termosifón más uniforme, Perfil de T, P

T1	46
T2	90
T3	90
T4	94

22:46 Termina termosifón (fase de pasivacion), el nivel del intercambiador oscila entre 17-14

22:47 El nivel del intercambiador oscila entre 15-14, termosifón por las tres salidas

22:48 Aumenta termosifón y oscila fuertemente el nivel, Perfil de T, P

T1	57
T2	90
T3	93
T4	94

22:49 Disminuye el termosifón

22:50 Aumenta termosifón por las tres salidas

22:51 Disminuye el termosifón, nivel del intercambiador oscila entre 10-18

22:52 Termosifón por las tres salidas, pero en mayor proporción por la salida inferior

22:54 Termosifón

22:55 Parada, Se apaga el quemador

22:57 Reinicio, Se enciende el quemador, nivel del intercambiador oscila entre 16-14, Perfil de T, P

T1	85
T2	92
T3	93
T4	94

23:02 Perfil de T, P

T1	89
T2	93
T3	93
T4	98

23:06 Medición del flujo de recirculación FR1

23:11 Parada, se apaga el quemador

23:42 Reinicio, se enciende el quemador, Perfil de T, P

T1	81
T2	90
T3	89
T4	94

23:44 El nivel del intercambiador oscila entre 27-25, Termosifón por la salida inferior (ver figura)

23:50 El nivel del intercambiador oscila entre 25-24, Perfil de T, P

T1	75
T2	93
T3	93
T4	102

“INICIAN MEDICIONES DEL FLUJO DE RECIRCULACION Y DE VELOCIDAD DE EVAPORACION”

23:54 Medición fotográfica del nivel del tanque de suministro, medición del flujo de recirculación

00:01 Medición fotográfica del nivel del tanque de suministro, medición del flujo de recirculación

00:06 Medición fotográfica del nivel del tanque de suministro, medición del flujo de recirculación

00:11 Medición fotográfica del nivel del tanque de suministro, medición del flujo de recirculación

00:12 Finaliza funcionamiento, apagado del quemador.

Se abren válvulas para mirar presión generada por el vapor dentro del intercambiador

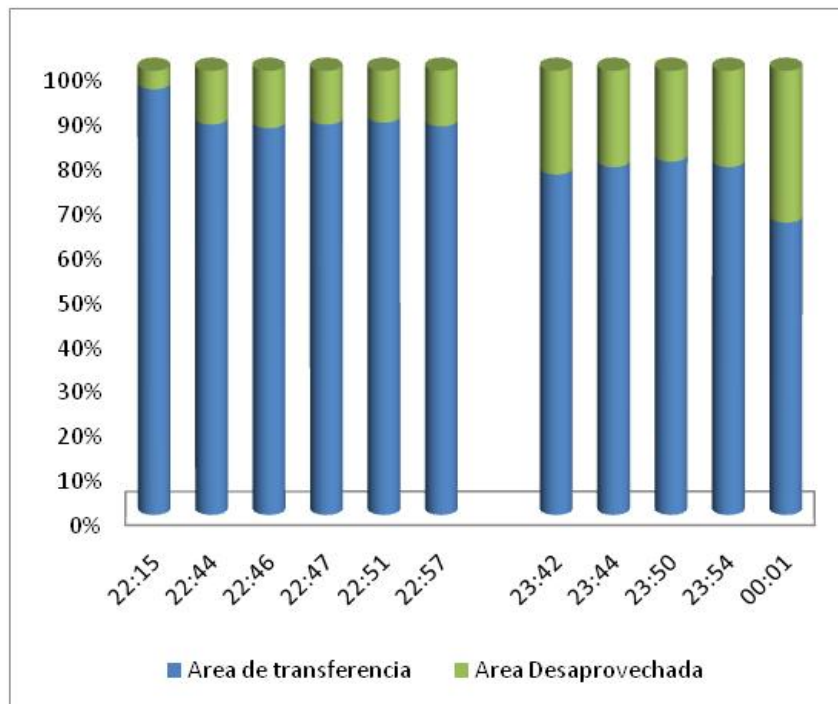
Nivel intercambiador funcionando=41; Nivel intercambiador luego de parada=29

Volumen evaporado

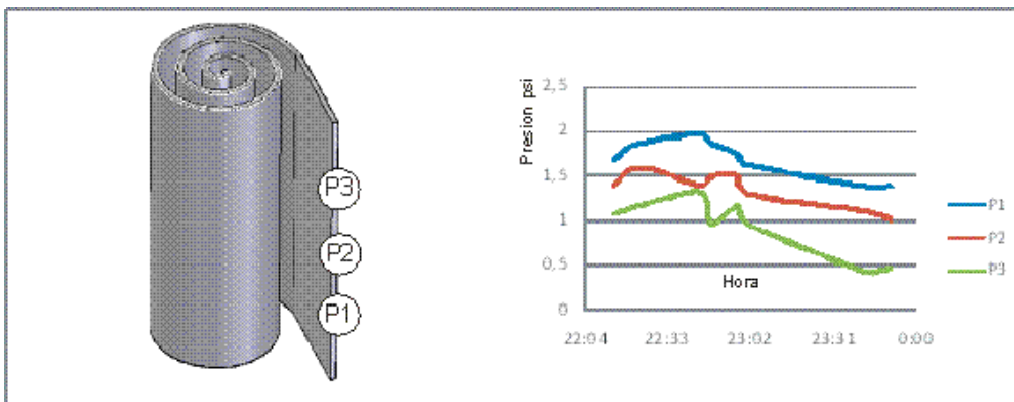
Nivel tanque de suministro al inicio debajo de 24

Nivel tanque de suministro al final debajo de 43

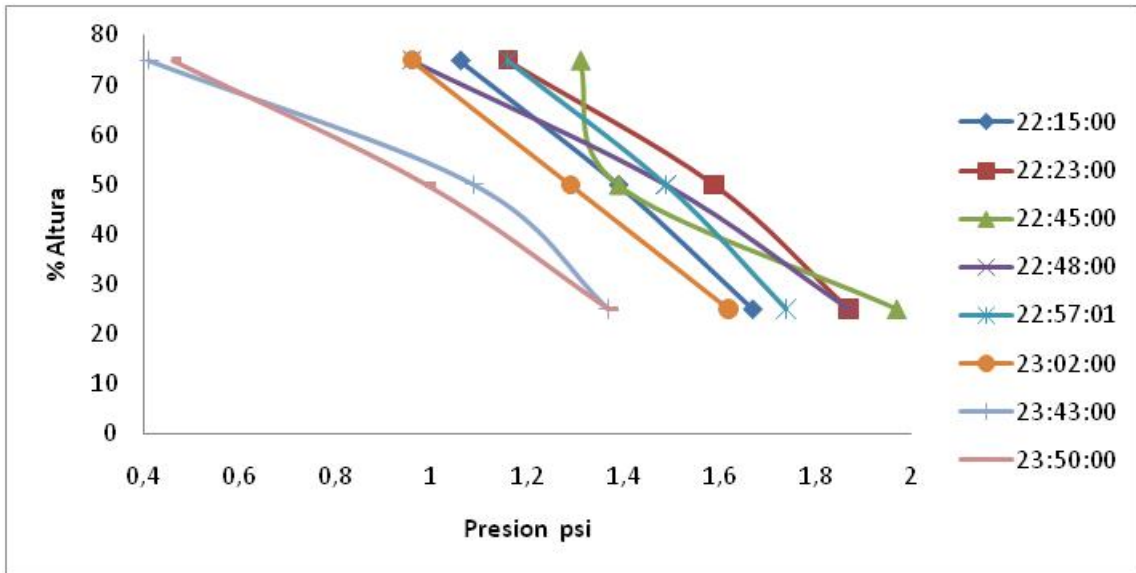
- Área relativa de intercambio



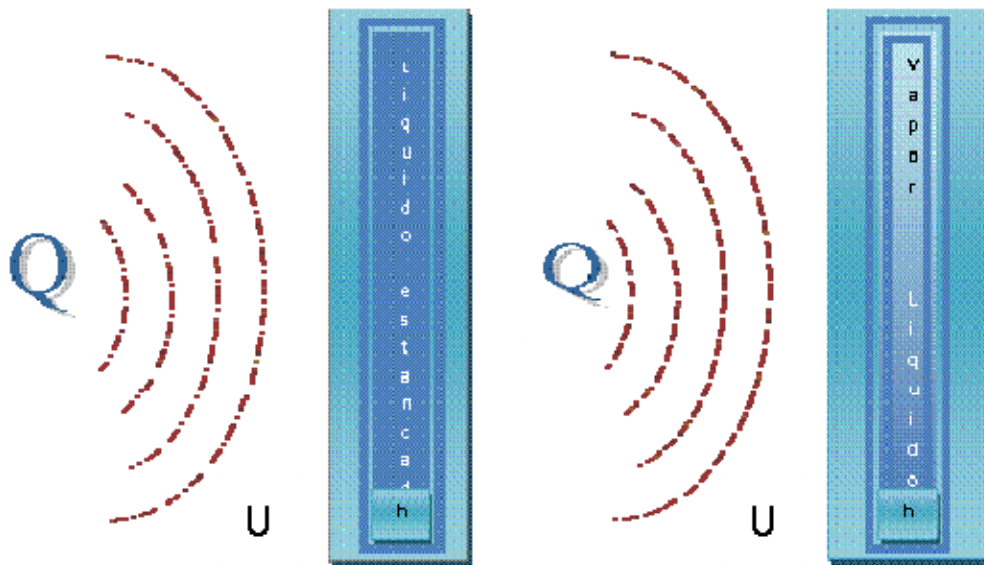
- Análisis de presión



- Variación de la presión en tiempo



- Variación del coeficiente local interno (agua) de transferencia de calor



- Tasa de recirculación

El desarrollo de un esquema de simulación de STCET debe poseer un adecuado fundamento teórico integrado (ajustado) a la experimentación para tener una simulación confiable. La tasa de recirculación es un parámetro esencial que permite caracterizar el funcionamiento termosifón, contribuyendo especialmente al dimensionamiento de la entrada y salida del intercambiador, tanque de recirculación y suministro.

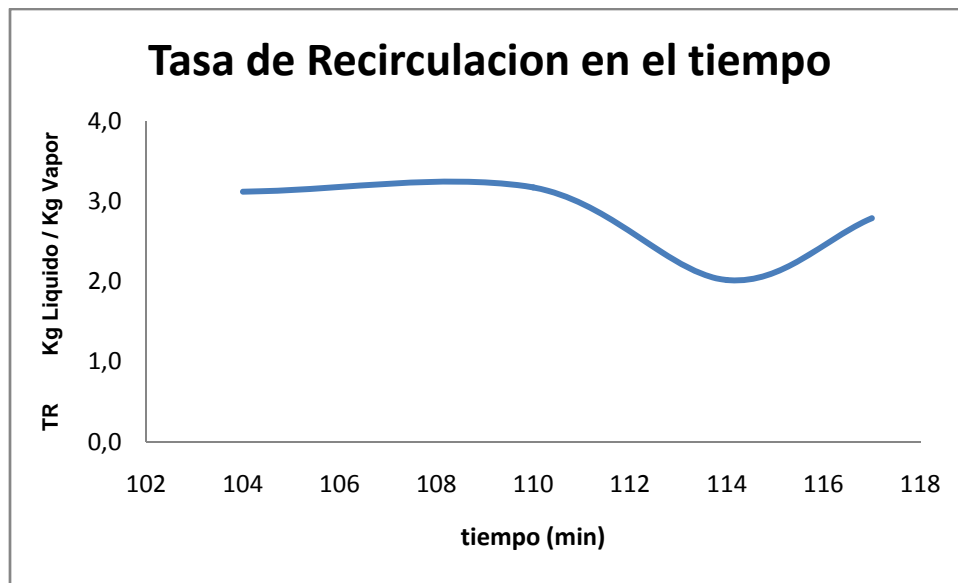
### Mediciones Experimentales de Recirculado

Durante el montaje experimental se tomaron medidas de la tasa de recirculación. La estrategia de medición consistió en almacenar el líquido recirculado por el intercambiador durante lapsos de 10 segundos cada 5 minutos, simultáneamente se realizaron mediciones de líquido suministrado al sistema para así obtener la tasa de evaporación en estos lapsos.

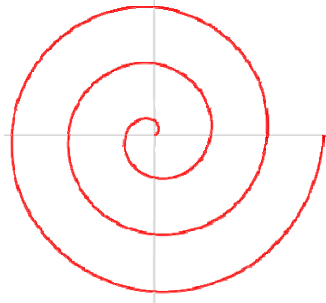




Mediciones Experimentales de Recirculado						
Hora	tiempo de ciclo min	tiempo de prueba min	Flujo Liquido Recirculado Kg/h	Rata de evaporación kg/h	Tasa Recirculado (TR) Kg Liquido / Kg Vapor	Tasa Recirculado Teórico
23:54		99				
23:59	5	104	172,80	55,4	3,1	4
0:05	6	110	165,6	52,2	3,2	4
0:09	4	114	191,52	94,9	2,0	4
0:12	3	117	255,6	91,7	2,8	4



### Anexo C. Espiral de Arquímedes



Obtuvo su nombre del matemático siciliano Arquímedes, quien vivió en el siglo III antes de Cristo. Se define como el lugar geométrico de un punto moviéndose a velocidad constante sobre una recta que gira sobre un punto de origen fijo a Velocidad Angular constante.

En coordenadas polares  $(r, \theta)$  la espiral de Arquímedes puede ser descrita por la ecuación siguiente:

$$r = a + b\theta$$

Siendo  $a$  y  $b$  números reales. Cuando el parámetro  $a$  cambia, la espiral gira, mientras que  $b$  controla la distancia en giros sucesivos.

Esta curva se distingue de la espiral logarítmica por el hecho de que vueltas sucesivas de la misma tienen distancias de separación constantes (iguales a  $2\pi b$  si  $\theta$  es medido en radianes), mientras que en una espiral logarítmica la separación está dada por una progresión geométrica.

Hay que notar que la espiral de Arquímedes tiene dos brazos, uno para  $\theta > 0$  y otro para  $\theta < 0$ . Los dos brazos están discretamente conectados en el origen y sólo se muestra uno de ellos en la gráfica. Tomando la imagen reflejada en el *eje Y* produciremos el otro brazo.

A veces, el término es usado para un grupo más general de espirales.

$$r = a + b\theta^{1/x}.$$

La espiral normal ocurre cuando  $x = 1$ . Otras espirales que caen dentro del grupo incluyen la espiral hiperbólica, la espiral de Fermat, y el Lituus. Virtualmente todas las espirales estáticas que aparecen en la naturaleza son espirales logarítmicas, no de Arquímedes. Muchas espirales dinámicas (como la espiral de Parker del viento solar, o el patrón producido por una rueda de Catherine) son del grupo de Arquímedes.

## Anexo D. Comparacion entre pailas convencionales e intercambiador de calor de carcasa y placa en espiral

### Coefficiente de transferencia de 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			(Q3) Calor Emitido por el gas total (kW)	Q1/Q3	Q2/Q3
		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)				
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	

### Comparativo intercambiador de carcasa y placa en espiral Vs Pailas paneleras

<b>Paila Semiesférica</b>	<b>Valor</b>
Diámetro	0,88 m
Profundidad	0,27 m
Area de intercambio de calor	0,82 m <sup>2</sup>
Area 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
Area de intercambio de calor	2 m <sup>2</sup>
Area 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
Area de intercambio de calor	0,60 m <sup>2</sup>
Area 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
Area de intercambio de calor	2,65 m <sup>2</sup>
Area 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
Area de intercambio de calor	2,47 m <sup>2</sup>
Area 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 %

INTERCAMBIADOR DE CARCASA Y PLACA ESPIRAL	
H Altura	1,2m
$\Delta E$ Separación entre vuelta y vuelta del espiral	0,09m
$\Delta L$ Grosor del intercambiador	0,025m
Nv El número de vueltas	3
Área de intercambio de calor	6m <sup>2</sup>
Área transversal para flujo de gases	0,51m <sup>2</sup>
Capacidad del intercambiador (sin tanque de recirculado)	0,09m <sup>3</sup>

## Anexo E. Distribucion de flujo de gases de combustion

### POSIBLES CONFIGURACIONES DEL SISTEMA SEGÚN LA DISTRIBUCIÓN DE FLUJOS

- Configuración del intercambiador en el trapiche

El montaje del intercambiador presenta una amplia gama de opciones que es conveniente clasificar según la posición en la hornilla y el tipo de flujo que se presentan los gases.

- Según posición en la hornilla.
  1. En la cámara de combustión
  2. A largo del ducto de gases que comunica la cámara de combustión con la base de la chimenea
  3. En la chimenea

Según el flujo que se presenta

1. Flujo de gases Axial
2. Flujo de gases Tangencial-Radial-Axial

### Clasificación según la posición en la hornilla

En la cámara de combustión se dispone de las más altas temperaturas (del orden de los 1100 C) transferencia, un acceso rápido al intercambiador para facilitar la limpieza, pero también se tiene el gas con la mayor cantidad de material particulado. En los trapiches el ducto que transporta los gases de la cámara

de combustión a la base de la chimenea se construye de tal forma que facilite el contacto directo de los gases con las pailas. El numero de pailas varia de trapiches a otros, así como el tipo de pailas utilizadas.

Ubicar el intercambiador en la chimenea condiciona al intercambiador a recibir los gases de combustión luego de la transferencia de calor a las pailas, recibiendo gases con temperaturas del orden de los 500 C, bajo estas condiciones podemos pensar en la producción de vapor como un servicio extra, proveniente del mayor aprovechamiento de los gases.

Uno de los factores más llamativos de este montaje es poder usar la chimenea como carcasa de intercambio. En caso de realizar una reconstrucción de la chimenea se puede contar con un intercambiador de una gran altura.

### **Clasificación según el flujo que presentan los gases**

- **Flujo axial**

Se denomina axial al flujo de gases en paralelo a la lámina de intercambiador, flujo de gases vertical para intercambiador en vertical y horizontal para posición horizontal del intercambiador.

El flujo axial se genera bajas perdidas de presión en comparación al flujo tangencial que presentamos a continuación, presenta un flujo uniformemente distribuido que elimina las zonas de incrustación preferente que se produce en las terminaciones agudas y contracciones de algunas pailas.

En los arreglos horizontales el material particulado precipita por gravedad sobre la superficie, reduciendo la transferencia de calor y obstruyendo el flujo de gases. El efecto del precipitado por gravedad se elimina con la disposición horizontal del intercambiador, además la distribución del agua al interior del intercambiador es mucho mas practica en la disposición vertical que en la horizontal.

- **Flujo Tangencial-Radial-Axial**



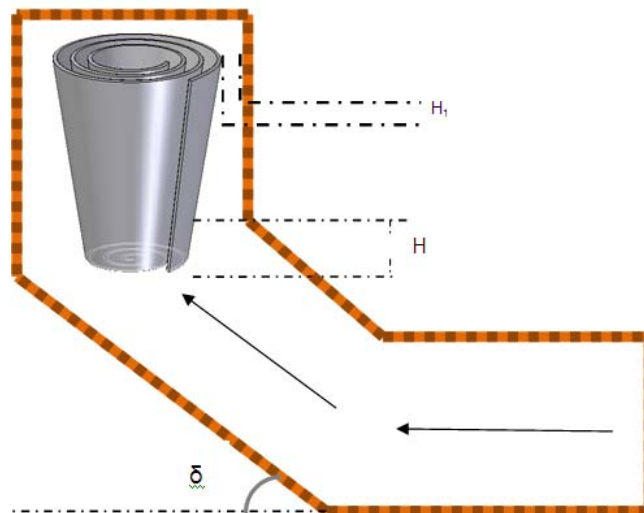
Flujo Tangencial-Radial-Axial  
Posición Vertical del Intercambiador

El flujo radial se caracteriza porque el gas inicia el contacto con el intercambiador desde la parte externa del intercambiador y va girando (dirección tangencial-radial) hasta llegar al centro del espiral, donde comienza a ascender en dirección axial. La aceleración centrípeta que se produce en los gases (específicamente en el material particulado del gas) crea un efecto ciclón que contribuye a la separación de material particulado y a su posterior recolección en la zona inferior al intercambiador. La transferencia de calor en esta configuración es mayor que en la configuración axial ya que el choque de los gases reduce la capa térmica y se consolida un régimen turbulento de transferencia convectiva.

El efecto ciclón y la mejor transferencia se logran a expensas de una mayor caída de presión del gas, que es un factor limitante ya que las caídas de presión a lo largo de todo el ducto deben ser equilibradas con una mayor altura de la chimenea (TIRO NATURAL).

### DISTRIBUCIÓN DE FLUJO DE GASES EN EL INTERCAMBIADOR ESPIRAL CÓNICO

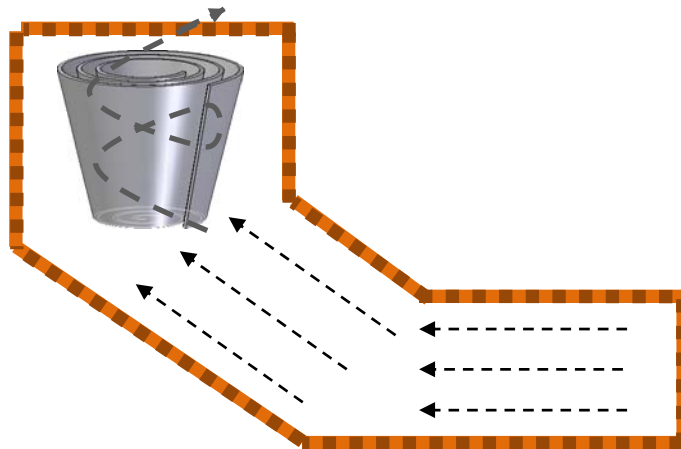
Otro de los parámetros que hace versátil el STCET, es la manipulación de la dirección del flujo mediante el ángulo direccional ( $\delta$ ) que realiza cambios en el perfil de velocidad y por consiguiente en la presión dinámica.



- Distribuciones de Flujo

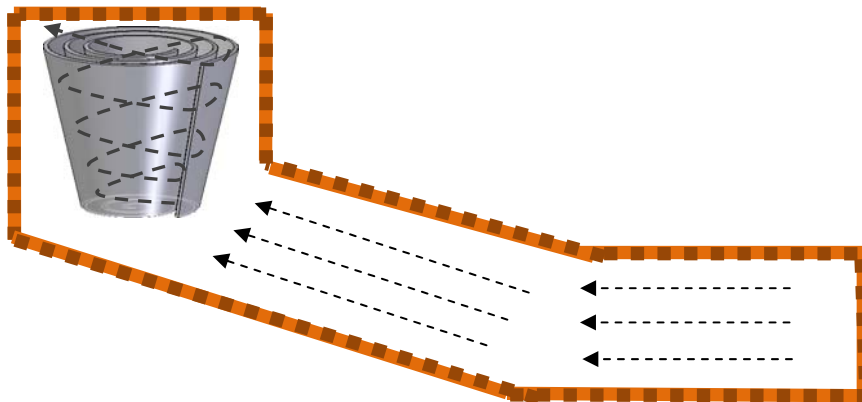
### 1. Distribución de flujo con ángulo direccional medio

La distribución de flujo con ángulo direccional medio permite acentuar de forma moderada el efecto ciclón debido al ascenso del flujo en forma espiral, haciendo que el recorrido medio de los gases es superior al de flujo axial aunque a su vez aumenta gradualmente la caída de presión en el intercambiador.



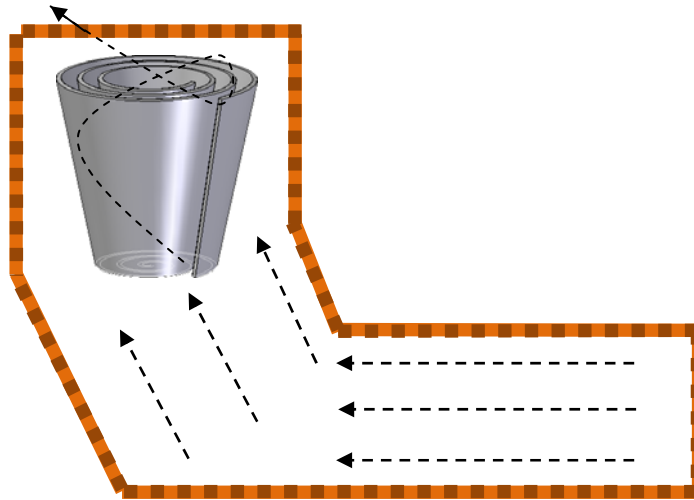
### 2. Distribución de flujo con ángulo direccional bajo

Esta distribución hace que el flujo de gases ascienda en forma mas acentuada en espiral, lo que conlleva a que el recorrido medio de sea mayor que en cualquiera de las otras dos distribuciones y como consecuencia generando caídas de presión de mayor magnitud.



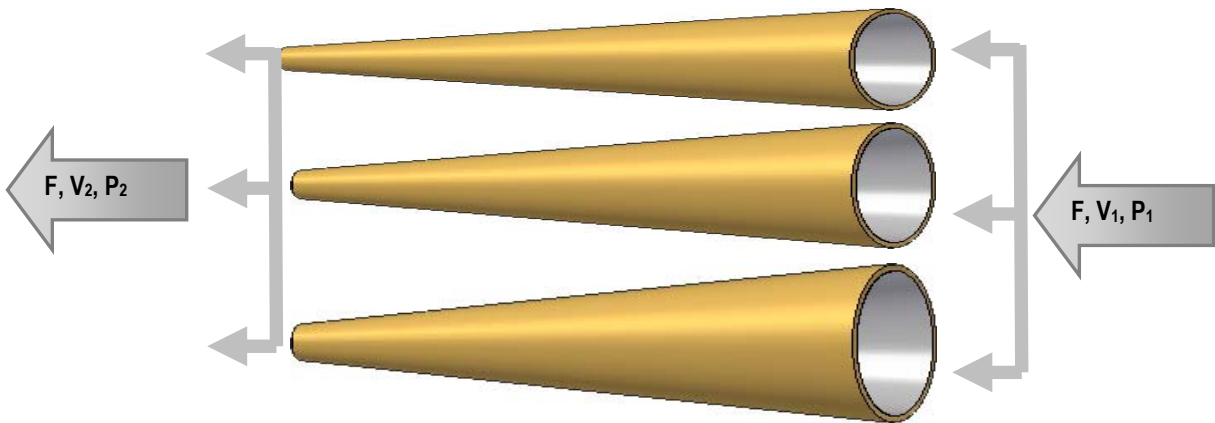
### 3. Distribución de flujo con ángulo direccional alto

Con esta distribución se garantiza que la caída de presión sea de menor magnitud que las demás, aunque en esta la dirección del flujo sea casi vertical lo que conlleva a que el efecto ciclón se minimice en el intercambiador.



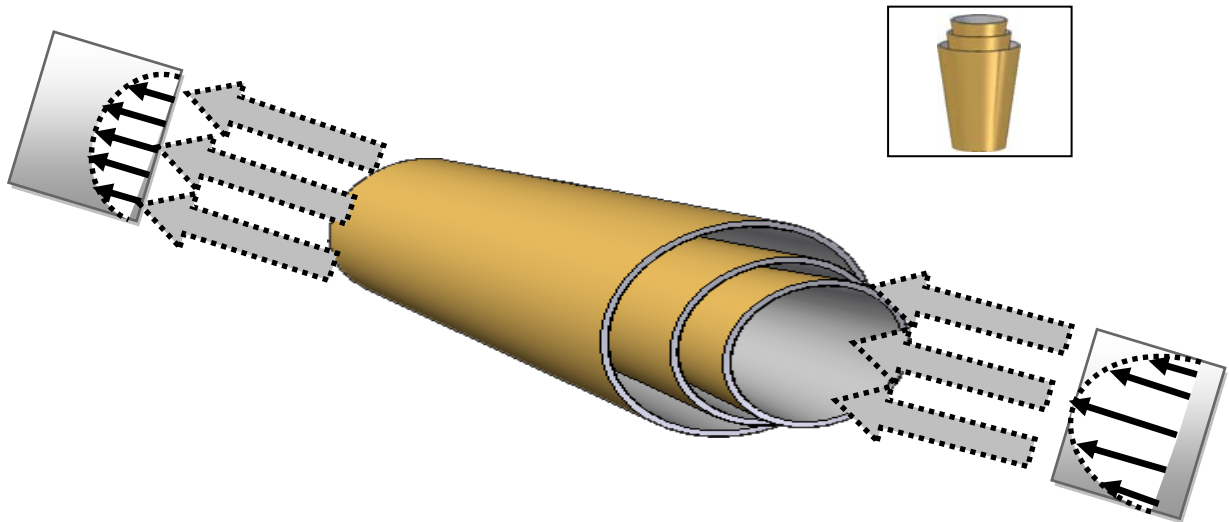
- Perfil de velocidad del Gas

#### Suposición de Flujo tapón del Gas



Para facilitar la simulación del intercambiador cónico concéntrico se supone un flujo tapón del gas (perfil plano de velocidad), de forma que la distribución másica del gas se realiza uniformemente.

- Perfil de Velocidad general



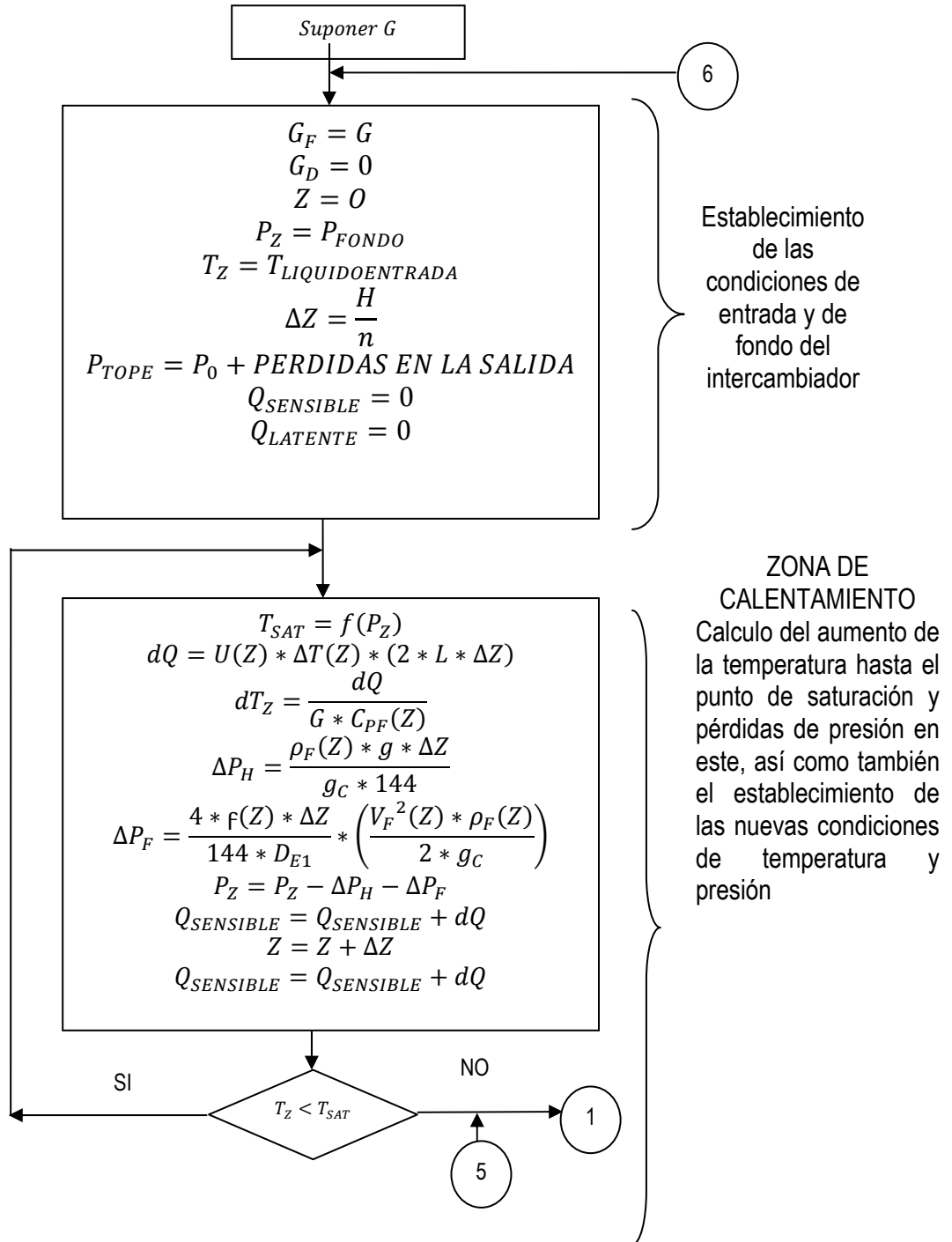
Se presentan distribuciones desiguales de flujo másico del gas a través de las diferentes vueltas del espiral, por tanto para la analogía de tubos concéntricos se tendrán diferentes velocidades promedio para cada área de paso.

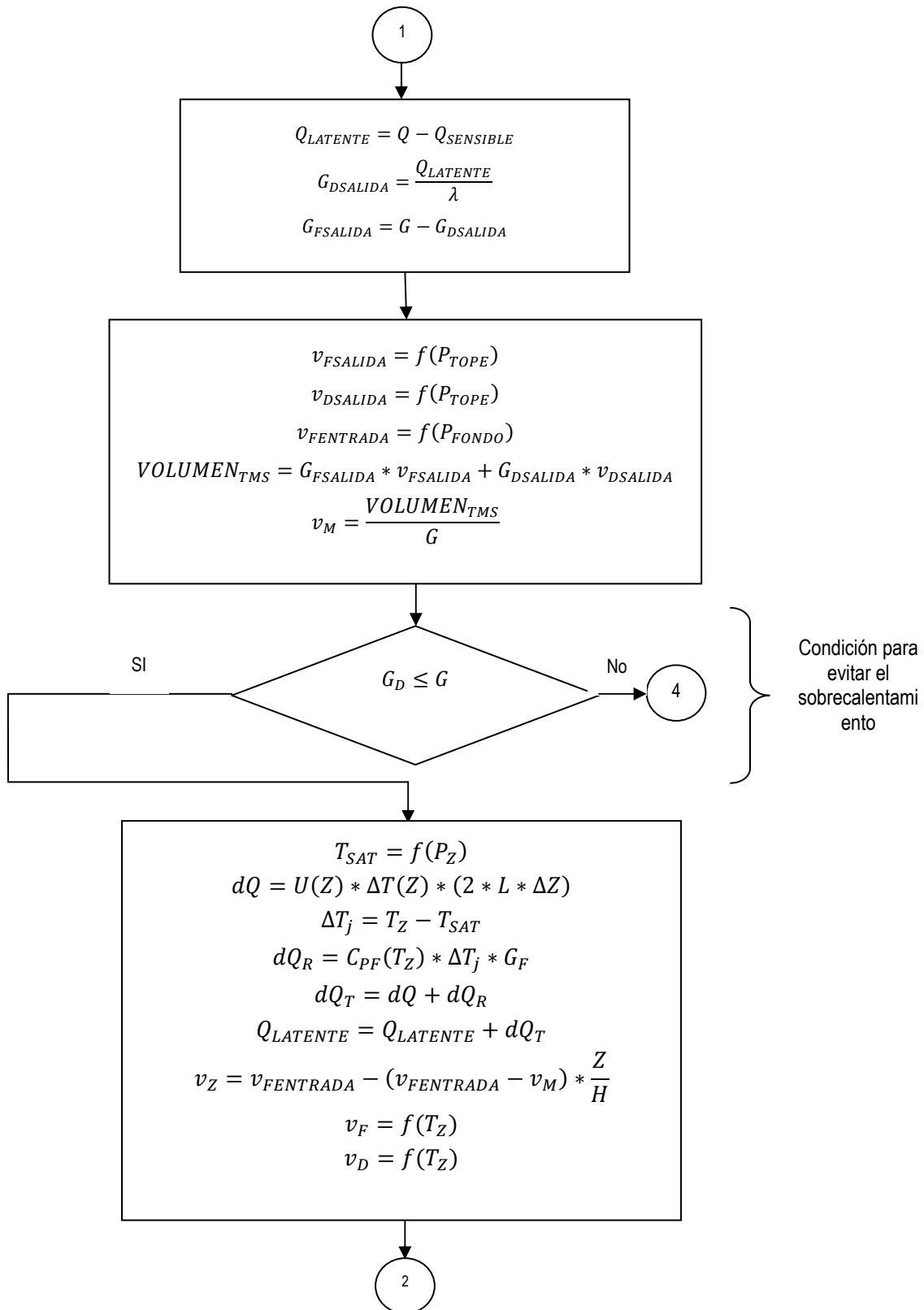
#### Anexo F. Calculo del termosifon

Para llevar a cabo el cálculo del efecto termosifón el intercambiador se divide en dos zonas específicas, la primera zona donde la transferencia de calor se destina al aumento de temperatura hasta alcanzar la saturación y la segunda zona donde se lleva a cabo la evaporación del líquido saturado.

Basado en lo anterior se calculo el flujo de alimentación para el cual la carga hidrostática del tanque alimentador se equilibra con la carga hidrostática de la mezcla en el intercambiador y las pérdidas de presión por fricción y accesorios, en términos generales se desarrollan balances de masa y energía locales junto a cálculos de pérdidas de presión.

- Método 1 (Variación lineal del volumen específico)





2

$$G_F = G * \frac{(v_Z - v_D)}{(v_F - v_D)}$$

$$G_D = G - G_F$$

$$S_F = \frac{S * G_F * v_F}{G_F * v_F + G_D * v_D}$$

$$S_D = S - S_F$$

$$V_F = \frac{G_F * v_F}{S_F}$$

$$V_D = \frac{G_D * v_D}{S_D}$$

$$V_{SD} = V_D - V_F$$

$$L_D = \Delta L - S_D * L$$

$$D_D = \frac{4 * L * (\Delta L + L_D)}{4 * L + 2 * (\Delta L - L_D)}$$

$$D_F = \frac{4 * L * L_D}{2 * L + 2 * L_D}$$

Calculo de diámetro equivalente para el flujo de vapor y de líquido utilizando radio hidráulico

$$\Delta P_H = \frac{\rho_F(Z) * g * \Delta Z}{g_C * 144} * \frac{S_F}{S}$$

$$\Delta P_F = \frac{2 * f(Z) * \Delta Z}{144 * g_C} * \left( \frac{V_F^2(Z) * \rho_F(Z)}{D_F} + \frac{V_D^2(Z) * \rho_D(Z)}{D_D} \right)$$

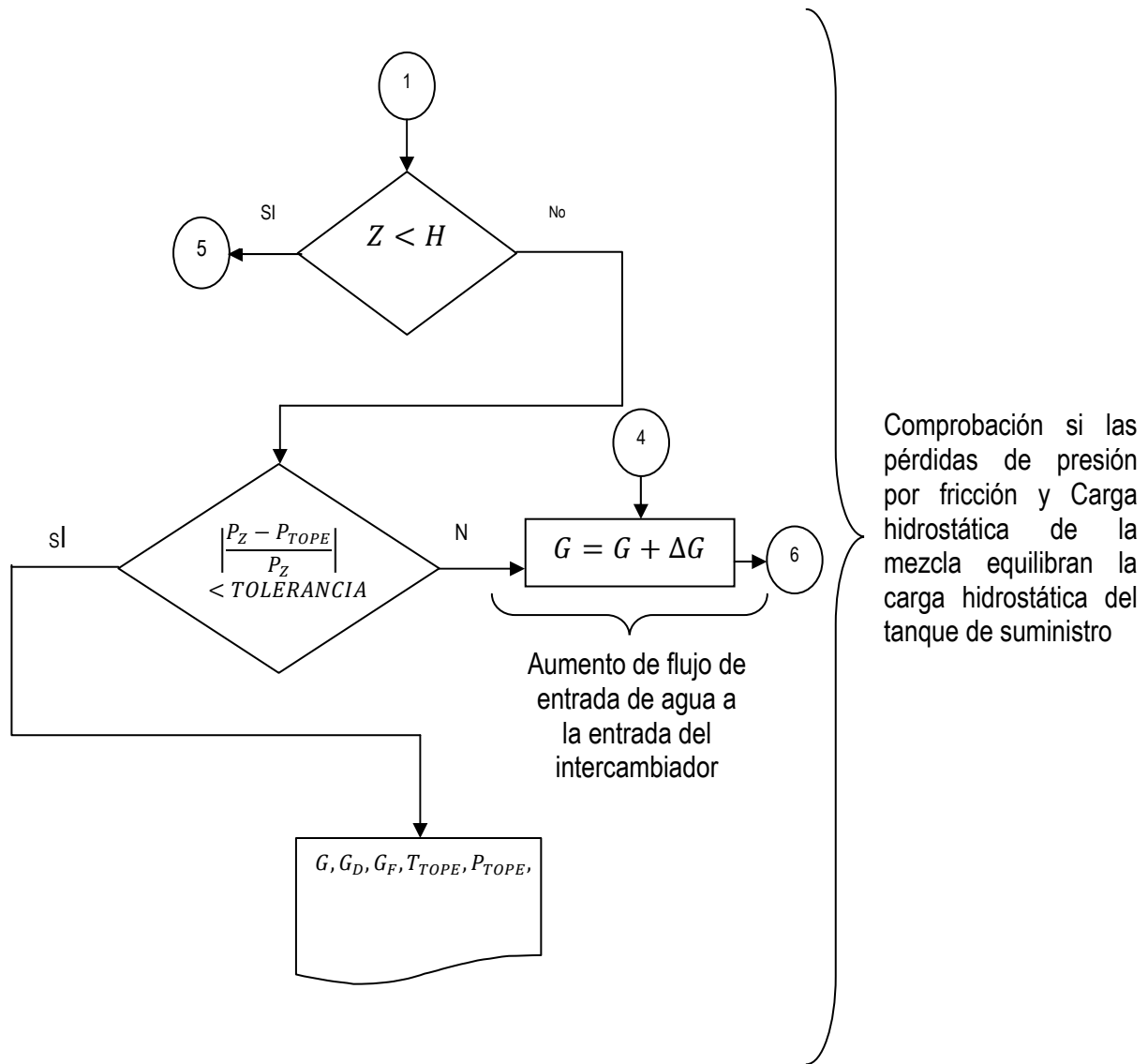
$$P_Z = P_Z - \Delta P_H - \Delta P_F$$

$$T_Z = T_Z - \Delta T_j$$

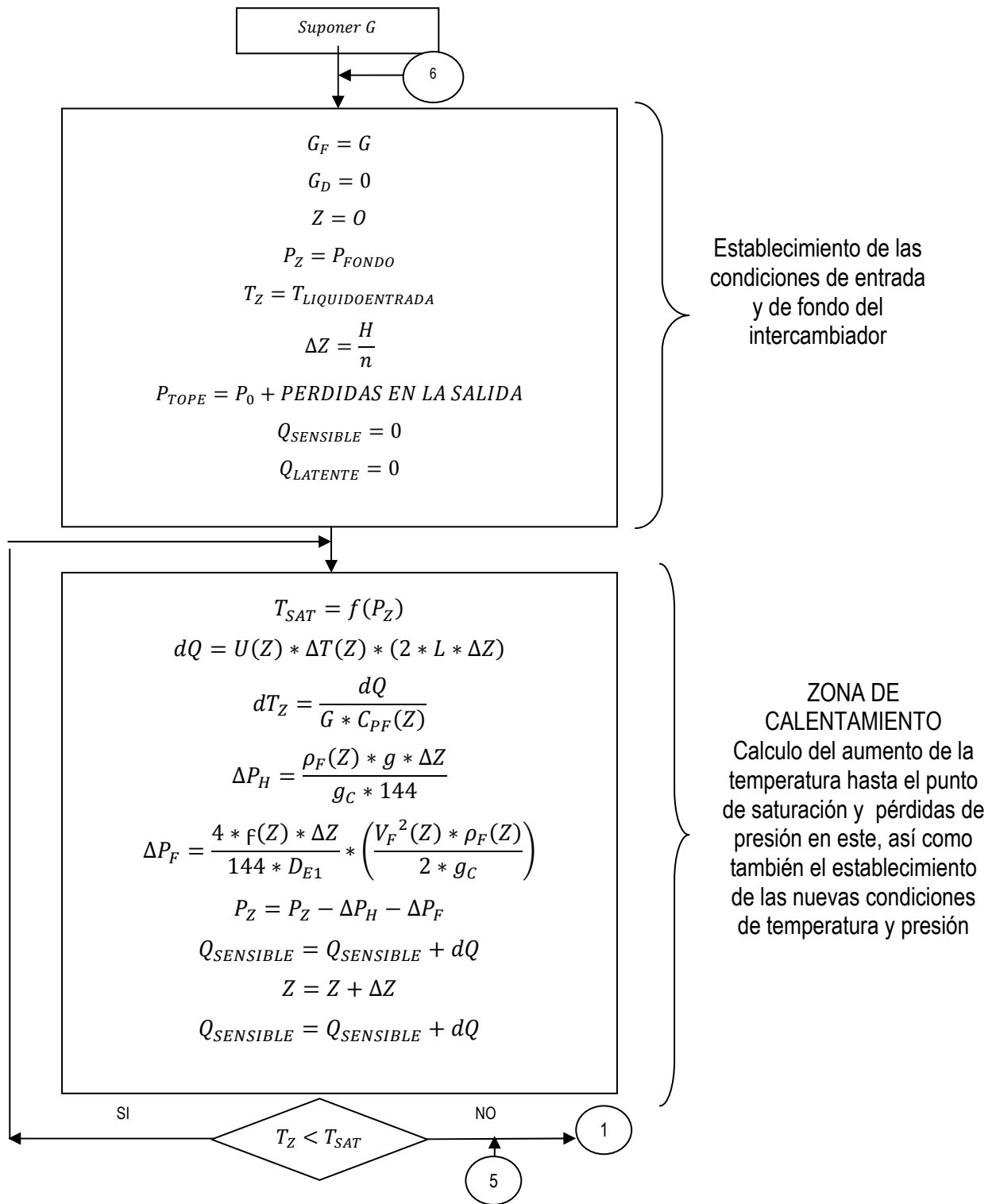
$$Z = Z + \Delta Z$$

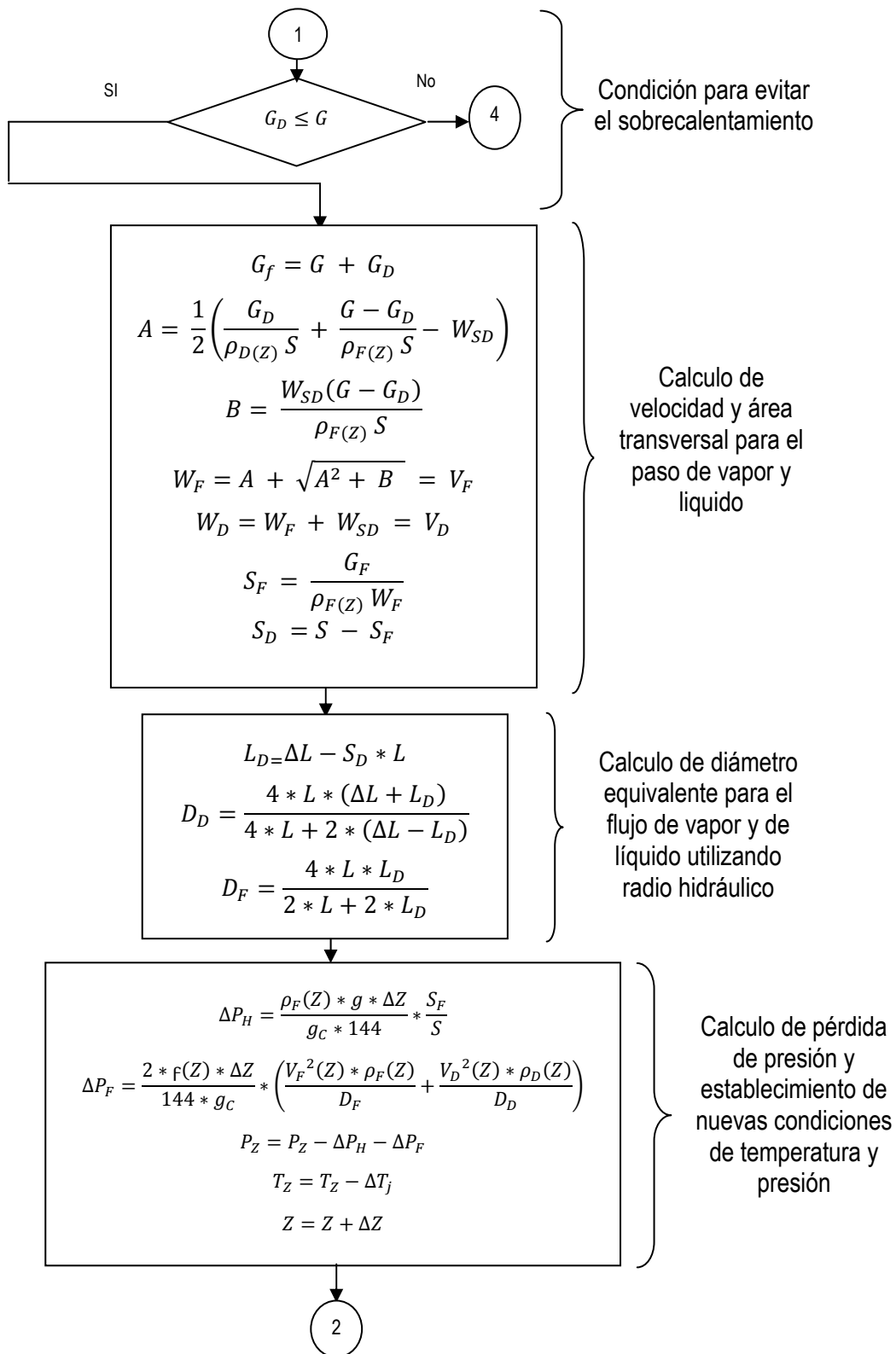
Calculo de pérdida de presión y establecimiento de nuevas condiciones de temperatura y presión

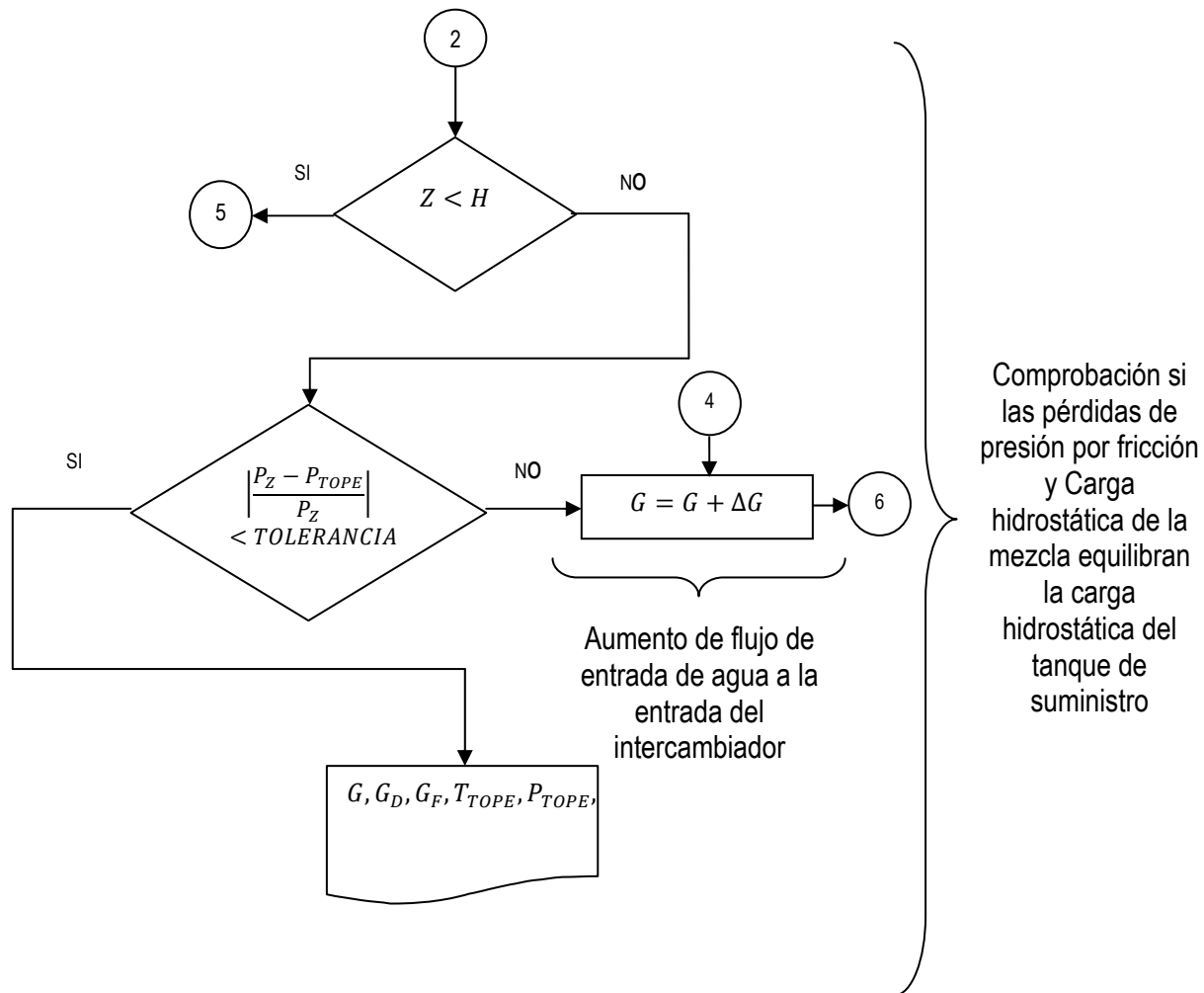
3



- **Método 2 (Gradientes de vapor)**







### Nomenclatura

Los subíndices F y D hacen referencia a fase Líquida y fase Vapor respectivamente.

$C_{PF}$ : Calor específico a presión constante

$D_D$ : Longitud característica para el flujo de vapor.

$D_{E1}$ : diámetro equivalente para el flujo vertical de agua.

$D_F$ : Longitud característica para el flujo de líquido.

$dQ$ : calor transferido a la sección  $\Delta Z$  del intercambiador a la altura Z

$dT_Z$ : aumento de temperatura del agua a través del diferencial  $\Delta Z$ .

$\rho_F$ : densidad del agua líquida

$\rho_D$ : densidad del vapor de agua

$G$ : Flujo de Agua en la entrada al intercambiador, también llamado flujo de agua en el fondo del intercambiador.

$g$ : gravedad

$gc$ : constante de proporcionalidad

$G_{DSALIDA}$ : Flujo de vapor esperado a la salida (tope) del intercambiador.

$G_{FSALIDA}$ : Flujo de agua líquida a la salida (tope) del intercambiador.

H: Altura del intercambiador

n : numero de segmentos diferenciales  $\Delta Z$  en que se divide la altura total del intercambiador.

$P_0$ : Presión en el tanque de reciclo + Presión por acumulación de vapor

$P_{TOPE}$ : Presión evaluada en el tope del intercambiador

$P_Z$ : Presión evaluada a la altura Z

$\Delta P_H$ : Perdida de presión por la carga hidrostática que disminuye al ascender en el intercambiador.

$\Delta P_F$ : Perdida de presión por fricción del agua que fluye en vertical

S: Área transversal al flujo del intercambiador.

$S_D$ : Área transversal al flujo del intercambiador utilizado para el paso del vapor.

$S_F$ : Área transversal al flujo del intercambiador utilizado para el paso del líquido.

$T_{SAT}$ : Temperatura de saturación.

$T_Z$ : Temperatura evaluada a la altura Z

$Q_{LATENTE}$ : Calor transferido utilizado para obtener vapor saturado luego de tener agua saturada gracias al calor sensible transferido.

$Q_{SENSIBLE}$ : Calor transferido utilizado para elevar la temperatura del agua de entrada del intercambiador hasta la saturación.

$dQ_R$ : Calor debido a la disminución de la temperatura de saturación.

$dQ_T$ : Calor total utilizado en el diferencial de intercambiador para producción de vapor.

$V_D$ : Velocidad del vapor.

$V_F$ : velocidad del agua líquida

$u_D$ : Volumen específico de Vapor:

$u_{DSALIDA}$ : Volumen específico del vapor a la salida (tope) del intercambiador.

$u_F$ : Volumen específico de agua líquida.

$u_{FENTRADA}$ : Volumen específico de agua líquida a la entrada (fondo)

$u_{FSALIDA}$ : Volumen específico del agua líquida a la salida (tope) del intercambiador.

$u_M$ : Volumen específico de la mezcla a la salida.

$u_Z$ : Volumen específico de la mezcla a la altura Z.

$\Delta T_j$ : Caída de la temperatura de saturación debida a la disminución de la presión.

$V_F$ : Velocidad del líquido

$V_{SD}$ : Velocidad del vapor respecto al líquido.

$VOLUMEN_{TMS}$ : Volumen total de la mezcla líquido-vapor a la salida (tope).

L: Longitud de Arco promedio del intercambiador.

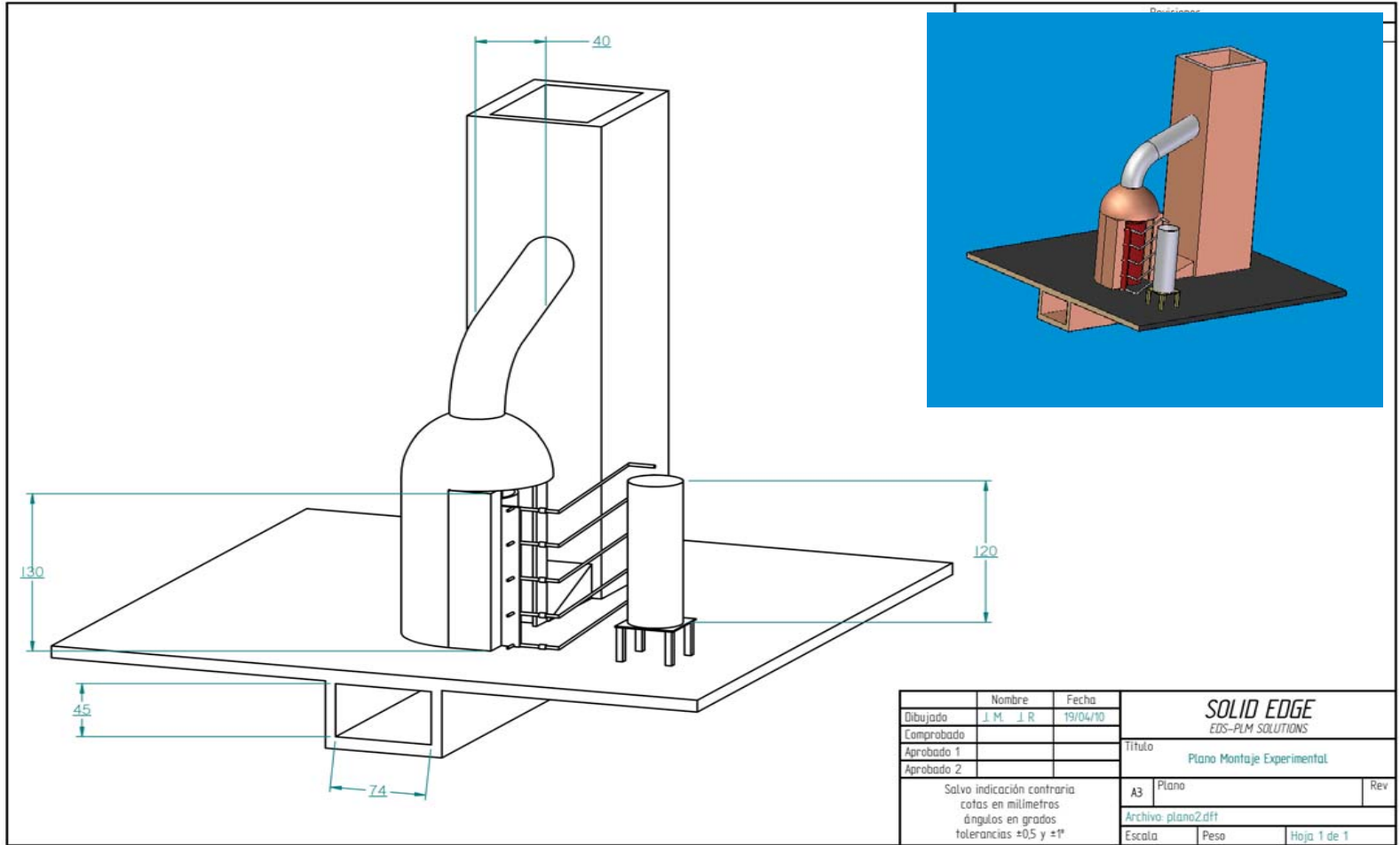
$L_D$ : Distancia característica flujo de mezcla líquido-vapor.

$\Delta L$ : Grosor del intercambiador.

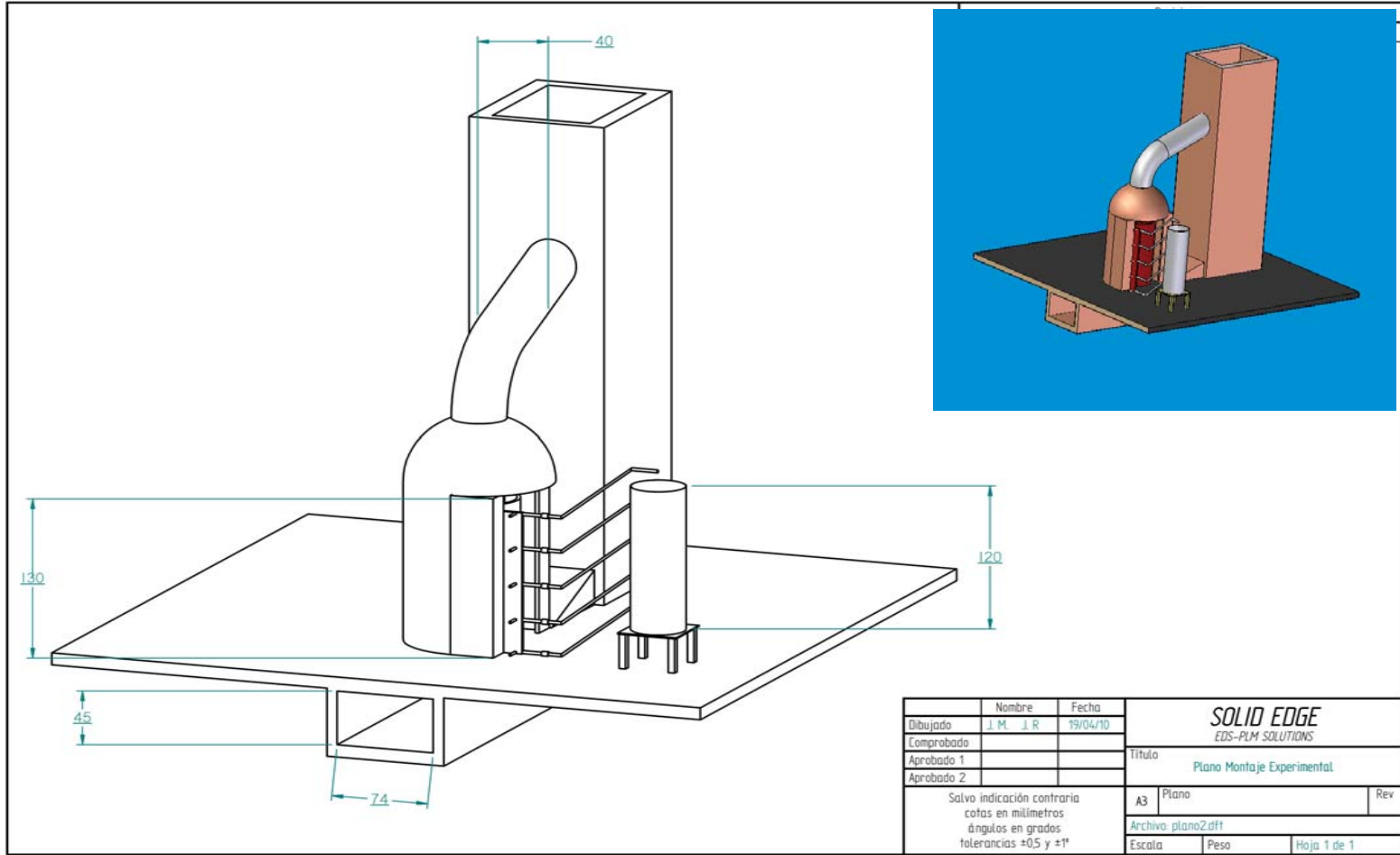
Z: Altura del intercambiador en la cual se realiza el cálculo.

$\Delta Z$ : Diferencial de altura

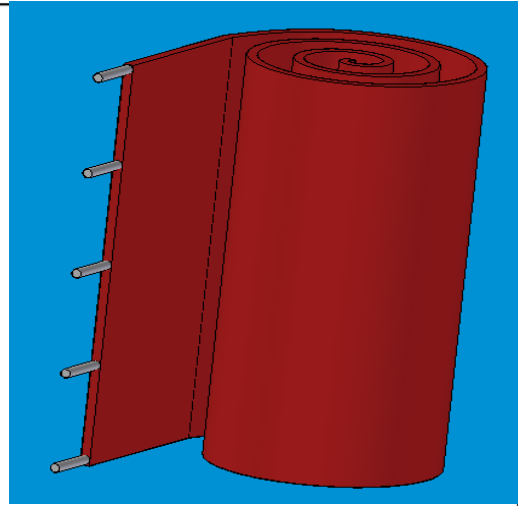
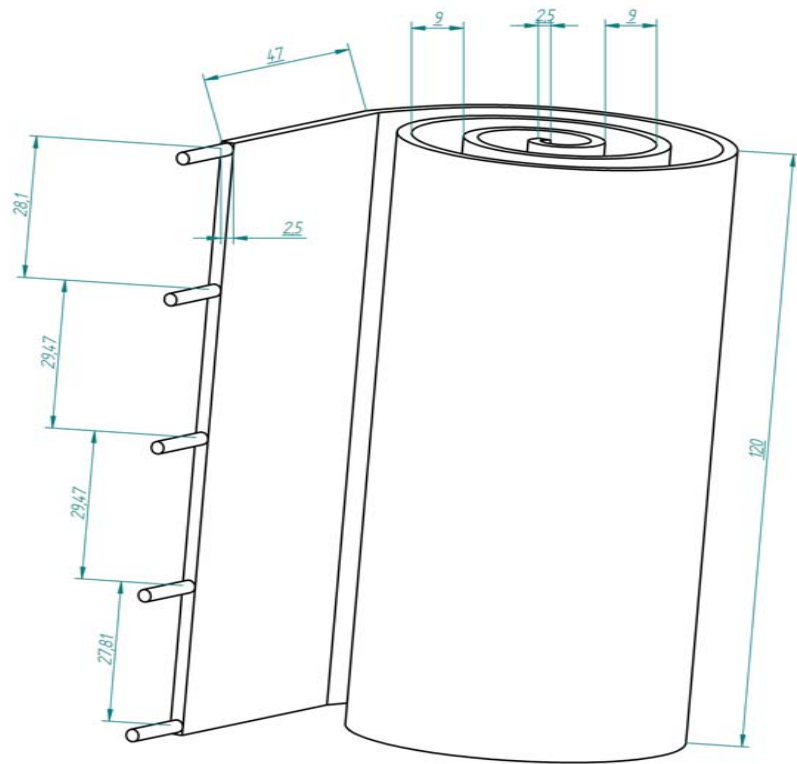
Anexo G. Planos posicion del intercambiador en la hornilla



Nombre		Fecha	SOLID EDGE	
Dibujado	J. M. J. R.	19/04/10	EDS-PLM SOLUTIONS	
Comprobado			Titulo	
Aprobado 1			Plano Montaje Experimental	
Aprobado 2			Rev	
Salvo indicación contraria cotas en milímetros ángulos en grados tolerancias ±0,5 y ±1°			A3	Plano
			Archivo: plano2.dft	
			Escala	Peso
			Hoja 1 de 1	



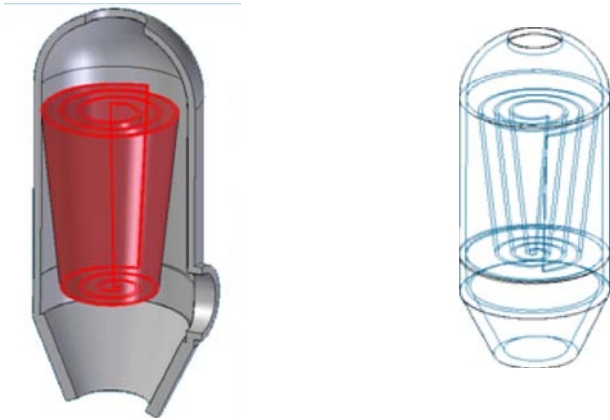
		Nombre	Fecha	<b>SOLID EDGE</b>	
Dibujado	J. M.	J. R.	19/04/10	EDS-PLM SOLUTIONS	
Comprobado				Título	
Aprobado 1				Plano Montaje Experimental	
Aprobado 2				Rev	
Salvo indicación contraria cotas en milímetros ángulos en grados tolerancias $\pm 0,5$ y $\pm 1$				A3	Plano
				Archivo: plano2.dft	
Escala		Peso	Hoja 1 de 1		



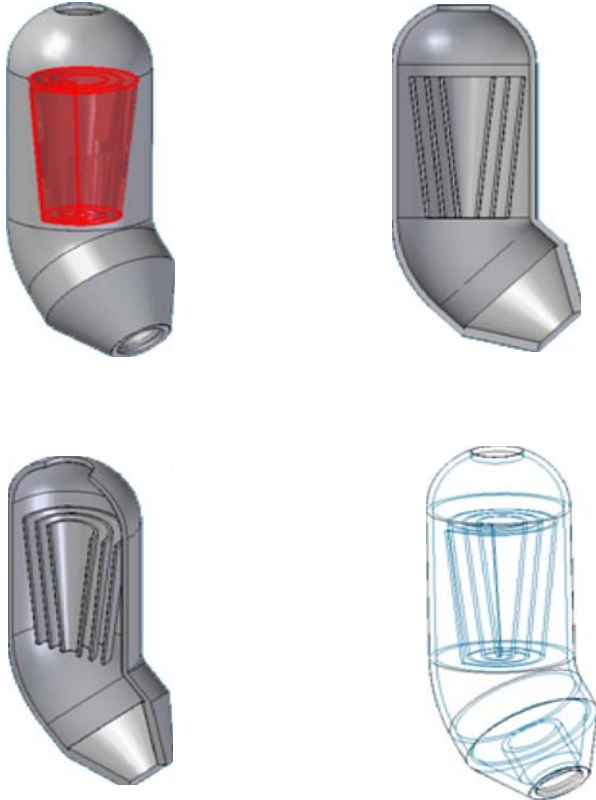
	Nombre	Fecha	<b>SOLID EDGE</b> EDS-PLM SOLUTIONS		
Dibujado	ADMIN	19/04/10			
Comprobado			Titulo		
Aprobado 1					
Aprobado 2			A3	Plano	Rev
Salvo indicación contraria cotas en milímetros ángulos en grados tolerancias ±0.5 y ±1*			Archivo: intercambiador1.dff		
			Escala	Peso	Hoja 1 de 1

**Anexo H. Diseños de carcasas**

Diseño base de Carcasa STCET



Diseño Con variación del parámetro ángulo direccional medio



## **Anexo I. Presurización del sistema**

Un estudio experimental donde se presurice el sistema de intercambio de calor de carcasa y placa en espiral con efecto termosifón con el fin de mejorar la calidad del vapor y hacerlo mucho más versátil.

Al presurizar el sistema surge nuevamente la necesidad de una bomba para el suministro de líquido (agua), pero esta se puede reemplazar con la utilización de un tanque auxiliar de suministro. El proceso se llevaría a cabo en semicontinuo, y para alimentar agua al tanque de recirculación debe conectarse este al tanque auxiliar (en este momento debe tener cerrada la válvula de entrada de agua) para permitir que se equilibren las presiones y el llenado se lleve a cabo por la carga hidrostática del tanque auxiliar.

Anexo J. Fotografías



Montaje General

Manómetros y Medidores de Temperatura



Quemado de ACPM



Intercambiador en Espiral



Montaje del intercambiador



Montaje para Lectura de Datos

Anexo K. Programa simulacion STCECT

The screenshot shows a software window titled "Condiciones de Gases en la Entreda" with a menu bar containing "Archivo" and "Ejecutar". The interface is divided into two columns of input fields. The left column contains four text boxes for "Cantidad de Panela Kg/h", "Cantidad de Caña", "Bagazo Humedo Kg", and "Bagazo Seco Kg/h". The right column contains three sections, each with a radio button for "Estandar" (selected) and "Personalizado", and a corresponding text box. The first section is "Eficiencia Glogal del Proceso Kg Panela/100Kg de Caña" with a value of 10. The second section is "JG Fraccion de jugo extraido Kg jugo extraido/Kg caña molida" with a value of 0.5. The third section is "w Porcentaje de Humedad del Bagazo en Peso" with a value of 0.42. The background of the window has a light green color with a pattern of faint, concentric circles.

Parameter	Standard Value	Custom Value
Cantidad de Panela Kg/h		
Cantidad de Caña		
Bagazo Humedo Kg		
Bagazo Seco Kg/h		
Eficiencia Glogal del Proceso Kg Panela/100Kg de Caña	10	
JG Fraccion de jugo extraido Kg jugo extraido/Kg caña molida	0.5	
w Porcentaje de Humedad del Bagazo en Peso	0.42	

Reaccion de Combustion  
Archivo

$C + O_2 \rightarrow CO_2$       $H_2 + O \rightarrow H_2O$

### Composicion del Bagazo Seco Porcentaje en Peso

Estandar      Personalizada

Carbono	Carbono
<input type="text" value="47"/>	<input type="text" value="47"/>
Hidrogeno	Hidrogeno
<input type="text" value="6.5"/>	<input type="text" value="6.5"/>
Oxigeno	Oxigeno
<input type="text" value="44"/>	<input type="text" value="44"/>
Ceniza	Ceniza
<input type="text" value="2.5"/>	<input type="text" value="2.5"/>
Ajustar Porcentajes	
Total	
<input type="text"/>	

### Calculos de Combustion sin exceso de Aire/ Kg Bagazo Seco

Oxigeno necesario por Combustion de Carbono

Oxigeno necesario por combustion de hidrogeno

Oxigeno total necesario

Oxigeno presente

Oxigeno Proporcionado por el Aire

Cantidad de Nitrogeno

Agua Formada

Aire Suministrado

Gas de Combustion

### Composicion de los Gases de Combustion

Masica	Molar
CO2	CO2
<input type="text" value="0,16945760"/>	<input type="text" value="0,10743382"/>
H2O	H2O
<input type="text" value="0,12872923"/>	<input type="text" value="0,19949743"/>
O2	O2
<input type="text" value="4,91656489"/>	<input type="text" value="4,28592383"/>
N2	N2
<input type="text" value="0,65264751"/>	<input type="text" value="0,65020949"/>

**Dinamica General de Transferencia**

**Atras**

### % Exceso de Aire

Estandar      Personalizado

### Aire Suministrado Total

### Gases de Combustion

Geometria del Intercambiador

Archivo

### Geometria Espiral

Estandar     Personalizado

Grosor del Intercambiador:

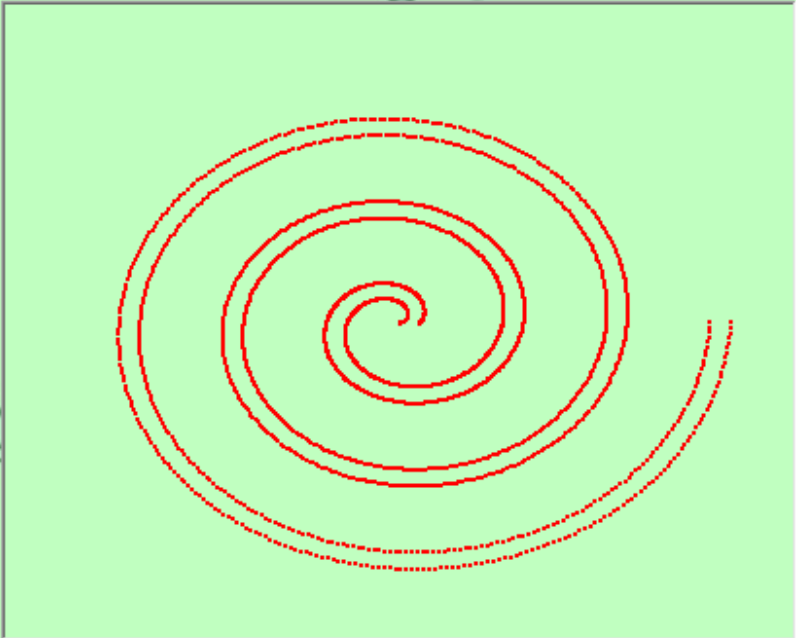
Distancia entre Vuletas del Espiral:

Numero de Vueltas del Intercambiador:

Longitud de Arco:

Diametro del Ducto:

Area para el Paso de los Gases:



### Longitud Caracteristica para el paso de los Gases

Diametro Hidraulico:

### Longitud Caracteristica para el paso del Agua

Diametro Hidraulico:

### Presion (atmosferica)

**Graficar Espiral**    **Borrar**

**Propiedades Gases de Combustion**    **Atras**

GASES DE COMBUSTION Propiedades y Numeros Adimensionales

Archivo

**Q Calor a Transferir Btu/h**  **Altura H**

**Coeficiente de transferencia del agua ho**

**Coeficiente Global de Transferencia de Calor Supuesto U**

**Temperatura**

**Propiedades**

**Densidad**

**Viscosidad Dinamica**

**Cp**

**k Conductividad Termica**

**Cinematica**

**Flujo de Gases Neto**

**Caudal**  **Velocidad**

**Numeros Adimensionales**

**Reynolds**  **Prandtl**

**Nusselt** **Osborn\_Reynolds\_Re:**

**hi**  **hr**  **hc**

**Temperatura de la Pared 1**  **Temperatura de la Pared 2**

**Radiacion**

**Factor de Correccion del Volumen de Gas radiante**

**Espesor capa radiante**  **Emisividad**

**Coeficiente Global de Transferencia de Calor U**

**Calcular** **Atras** **Terminosifon**

Form5  
Archivo

**Metodos de Calculo**

- Variacion lineal del volumen especifico en el intercambiador
- Calculo de gradientes de vapor (velocidad relativa del vapor)

Calcular

**Resultados**

Volumen especifico de la mezcla a la salida

Topo del Intercambiador

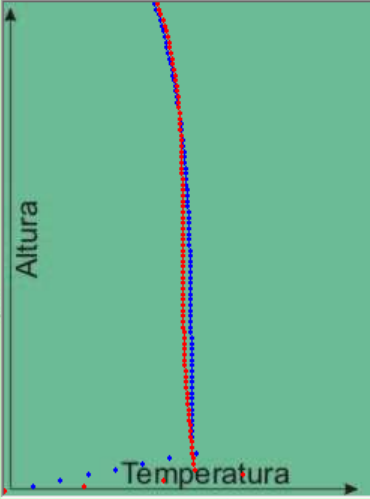
Temperatura       Presion

**Resultados**

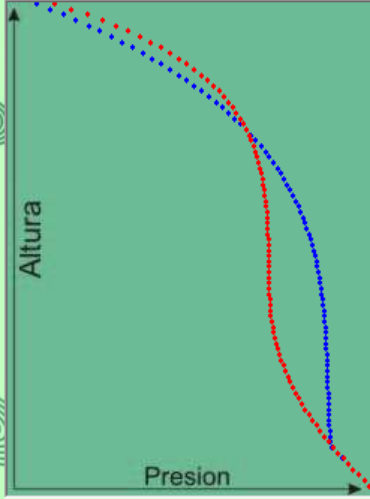
Zonas del Intercambiador	
Calentamiento	Evaporacion
<input type="text" value="0,122714797911722"/>	<input type="text" value="3,59963407207718"/>

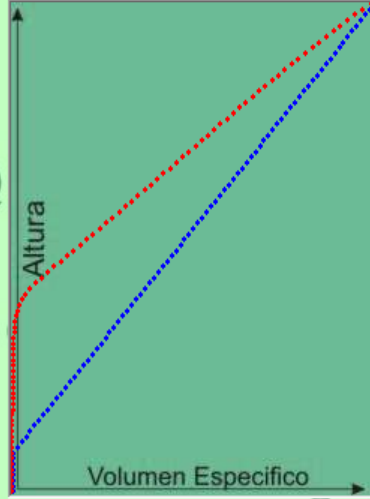
Flujos a la salida		
Vapor	Liquido	Mezcla
<input type="text" value="204,0853937"/>	<input type="text" value="187,8168876"/>	<input type="text" value="390"/>



Graficar



Borrar



Atras

**Resultados**

Perdidas de Presion por Friccion

Carga Hidrostatica Intercambiador

Perdidas de Presion por Contraccion

Perdidas de Presion por Expansion