



**Universidad  
Técnica de  
Cotopaxi**

## **DIRECCIÓN DE POSGRADOS**

**PROYECTO DE INVESTIGACIÓN Y DESARROLLO EN OPCIÓN AL  
GRADO ACADÉMICO DE MAGÍSTER EN GESTIÓN DE ENERGÍAS**

**“DIAGNÓSTICO DEL PROCESO DE CALENTAMIENTO EN  
DISTRIBUIDORES DE ASFALTO MODELO ROSCO Y SU RELACIÓN CON  
LA EFICIENCIA TÉRMICA DURANTE EL AÑO 2015. PROPUESTA DE UN  
SISTEMA DE INTERCAMBIO TÉRMICO PARA EL CALENTAMIENTO DE  
ASFALTO.”**

**Autor:**

**Aimacaña, Sánchez, Emilia Daniela**

**Tutor:**

**Ing. Enrique, Torres, Tamayo Ph.D**

**LATACUNGA – ECUADOR**

**Julio – 2016**



**UNIVERSIDAD TÉCNICA DE COTOPAXI**  
**UNIDAD DE POSGRADO**  
**Latacunga – Ecuador**

---

**APROBACIÓN DEL TRIBUNAL DE GRADO**

En calidad de Miembros del Tribunal de Grado, aprueban el presente informe e Investigación de posgrados de la Universidad Técnica de Cotopaxi; por cuanto, la maestrante: Emilia Daniela Aimacaña Sánchez, con el título de tesis: “DIAGNÓSTICO DEL PROCESO DE CALENTAMIENTO EN DISTRIBUIDORES DE ASFALTO MODELO ROSCO Y SU RELACIÓN CON LA EFICIENCIA TÉRMICA DURANTE EL AÑO 2015. PROPUESTA DE UN SISTEMA DE INTERCAMBIO TÉRMICO PARA EL CALENTAMIENTO DE ASFALTO”. Han considerado las recomendaciones emitidas oportunamente y reúne los méritos suficientes para ser sometido al acto de Defensa de Tesis.

Por lo antes expuesto, se autoriza realizar los empastados correspondientes, según la normativa institucional.

Latacunga, Julio – 2016.

Para constancia firman:

.....  
NOMBRES Y APELLIDOS

PRESIDENTE

.....  
NOMBRES Y APELLIDOS

MIEMBRO

.....  
NOMBRES Y APELLIDOS

PRESIDENTE

.....  
NOMBRES Y APELLIDOS

MIEMBRO

## **AVAL DEL DIRECTOR DE TESIS**

En mi calidad de Tutor del Programa de Maestría en Gestión de Energías, nombrado por el Consejo de Posgrado.

### **CERTIFICO:**

Que: analizado el Protocolo de Trabajo de Titulación, presentado como requisito previo a la aprobación y desarrollo de la investigación para optar por el grado de Magíster en Gestión de Energías.

El problema de investigación se refiere a:

“¿Cómo inciden los parámetros operacionales del proceso de calentamiento en distribuidores de asfalto modelo Rosco (temperatura, tiempo de calentamiento y consumo de diésel), en la eficiencia térmica durante el año 2015?”

Presentado por **Aimacaña Sánchez Emilia Daniela** con cedula de ciudadanía N<sup>ro.</sup> **1803724275**

**Sugiero su aprobación y permita continuar con la ejecución del proyecto de investigación y desarrollo.**

Latacunga, julio de 2016

Atentamente,

.....  
Ing. Enrique, Torres, Tamayo Ph.D,

**DIRECTOR DE TESIS**

## RESPONSABILIDAD POR LA AUTORÍA DE TESIS

Dejo constancia que el presente proyecto de investigación, es de exclusiva responsabilidad legal y académica del autor con el tema, **“DIAGNÓSTICO DEL PROCESO DE CALENTAMIENTO EN DISTRIBUIDORES DE ASFALTO MODELO ROSCO Y SU RELACIÓN CON LA EFICIENCIA TÉRMICA DURANTE EL AÑO 2015. PROPUESTA DE UN SISTEMA DE INTERCAMBIO TÉRMICO PARA EL CALENTAMIENTO DE ASFALTO.”** previo a la obtención del título **Magíster en Gestión de Energías**, es original auténtico y personal, a excepción de las citas.

En tal virtud, declaro que el contenido, las conclusiones y efectos legales y académicos que se desprenden del trabajo propuesto de investigación y luego de la redacción de este documento son y serán de mi sola y exclusiva responsabilidad legal y académica.

Atentamente

.....  
Ing. Emilia Daniela Aimacaña Sánchez

C.C. 1803724275

## **AGRADECIMIENTO**

En el presente trabajo agradezco al PhD. Enrique Torres Tamayo, quien aportó su conocimiento, tiempo y paciencia.

A mi esposo, mi hija y mi madre.

**Emilia Aimacaña Sánchez**

## **DEDICATORIA**

A mi esposo Rodrigo, mi hija  
Renata y mi madre Gioconda.

**Emilia Aimacaña Sánchez**

# UNIVERSIDAD TÉCNICA DE COTOPAXI

## UNIDAD DE POSGRADO

### MAESTRÍA EN GESTIÓN DE ENERGÍAS

**TÍTULO:** “Diagnóstico del proceso de calentamiento en distribuidores de asfalto modelo Rosco y su relación con la eficiencia térmica durante el año 2015. Propuesta de un sistema de intercambio térmico para el calentamiento de asfalto.”

**Autor:** Ing. Emilia Daniela Aimacaña Sánchez

**Tutor:** Ing. Enrique Torres Tamayo Ph.D,

#### RESUMEN

El consumo de diésel por parte del quemador asociado con la falta de control de los principales parámetros operacionales del proceso de calentamiento en distribuidores de asfalto modelo Rosco genera una baja eficiencia térmica del proceso llevando a la propuesta de un nuevo intercambiador térmico.

Se realizaron mediciones de los parámetros de temperatura, tiempo de calentamiento de asfalto y consumo de diésel por parte del quemador, mediante instrumentación; con el propósito de determinar la eficiencia térmica y establecer un procedimiento de cálculo que permita la evaluación del proceso y la implementación de un nuevo sistema de intercambio térmico.

La evaluación del intercambiador actual con relación al propuesto muestran que las pérdidas de calor por los gases producto de la combustión llega a 275,5 KW a diferencia del sistema propuesto que alcanza hasta 96,98 KW, representando una disminución de pérdidas en un 65%, el consumo de combustible por parte del quemador en el sistema actual es de  $7,763 \times 10^{-3}$  kg/s (70 litros) y bajó a  $3,928 \times 10^{-3}$  kg/s (20 litros) con el sistema propuesto generando un ahorro del 50%, la eficiencia en el sistema actual es de 13,03% y para el sistema propuesto es de 40,98%, el costo total de la inversión es de 275,95 USD; el ahorro por concepto de consumo de combustible es de 13,38 USD por día de trabajo, lo que determina que el tiempo de recuperación de la inversión es de dos meses y medio.

#### PALABRAS CLAVES

Intercambiador de calor, eficiencia térmica, consumo de diésel.

**UNIVERSIDAD TÉCNICA DE COTOPAXI**

**UNIDAD DE POSGRADO**

**MAESTRÍA EN GESTIÓN DE ENERGÍAS**

**THEME:** “Diagnosis heating process on Rosco’s asphalt distributor model and its relationship with the thermal efficiency during the year 2015. Proposal of a heat exchange system for asphalt heating”

**Autor:** Ing. Emilia Daniela Aimacaña Sánchez

**Tutor:** Ing. Enrique, Torres, Tamayo Ph. D,

**ABSTRACT**

Diesel intake by the burner associated with the lack of control of the main operational parameters of the heating process in Rosco’s asphalt distributor model, generates a low thermal efficiency of the process leading to the proposal of a new heat exchanger.

Measurements of the temperature parameters, asphalt heating time and diesel intake by the burner was performed with the use of instruments in order to determine the thermal efficiency and establish a calculation method that allows an evaluation of the process and the implementation of a new heat exchange system.

Evaluation of the current relative to the proposed exchanger shows that heat losses by gas combustion product reaches 275.5 KW unlike the proposed reaching up 96.98 KW, representing a decrease of 65%, fuel intake by the burner in the current system is  $7,763 \times 10^{-3}$  kg/s (70 liters) dropped to  $3,928 \times 10^{-3}$  kg/s (20 liters) with the proposed system generating a savings of 50%, also the efficiency in the current system is 13.03% and for the proposed system is 40.98%, finally the total cost of the investment is \$ 275.95; in which saving of fuel intake \$ 13.38 per working day, which determines the time of payback is two and a half months.

**KEY WORDS**

Heat exchanger, thermal efficiency, diesel intake.

## ÍNDICE GENERAL

PORTADA.....	I
APROBACIÓN DEL TRIBUNAL DE GRADO .....	II
AVAL DEL DIRECTOR DE TESIS .....	III
RESPONSABILIDAD POR LA AUTORÍA DE TESIS.....	IV
ÍNDICE GENERAL.....	IX
ÍNDICE DE TABLAS .....	XIII
ÍNDICE DE FIGURAS.....	XV
INTRODUCCIÓN .....	18
CAPÍTULO 1 .....	24
1. MARCO TEÓRICO CONCEPTUAL DEL PROCESO DE CALENTAMIENTO DE ASFALTO .....	24
1.1 Antecedentes y estado actual de la teoría relacionada con el proceso de calentamiento en distribuidores de asfalto. ....	24
1.2 Aspectos generales del proceso de intercambio térmico en los sistemas de calentamiento en distribuidores de asfalto. ....	26
1.3 Teorías relacionadas con los intercambiadores térmicos .....	30
1.4 Aspectos teóricos relacionados con los intercambiadores de serpentines sumergidos.....	32
1.5 Funcionamiento del intercambiador de serpentines sumergidos.....	32
1.6 Estado actual del proceso de calentamiento en distribuidores de asfalto modelo Rosco. ....	33
1.7 Intercambiadores de calor para el proceso de calentamiento en distribuidores de asfalto.....	34
1.7.1 Dos serpentines, dos quemadores. ....	35
1.7.2 Ventajas y desventajas .....	35
1.7.3 Dos serpentines, un quemador .....	35
1.7.4 Ventajas y desventajas:.....	36
1.8 Fundamentación legal.....	36
1.9 Conclusiones del capítulo 1 .....	38
CAPÍTULO 2.....	40

PROCEDIMIENTO PARA LA EVALUACIÓN DEL PROCESO DE CALENTAMIENTO EN DISTRIBUIDORES DE ASFALTO .....	40
2.1 Datos del distribuidor de asfalto modelo Rosco.....	40
2.2 Cálculo de flujo de calor transferido en el distribuidor de asfalto modelo Rosco	41
2.3 Calor absorbido por el asfalto.....	41
2.3.1 Cálculo del calor absorbido por el asfalto.....	43
2.3.2 Cálculo del flujo másico.....	43
2.3.3 Cálculo de la capacidad calorífica.....	44
2.3.4 Algoritmo de cálculo para el calor absorbido por el asfalto. ....	45
2.4 Calor por pérdidas mediante los productos de combustión.....	45
2.4.1 Composición volumétrica de los productos de combustión.....	46
2.4.2 Cálculo de la capacidad calorífica.....	47
2.4.3 Cálculo de la densidad .....	47
2.4.4 Cálculo del flujo másico.....	48
2.4.5 Algoritmo de cálculo para el calor por pérdidas mediante los gases de combustión. ....	48
2.5 Calor perdido por transferencia al exterior.....	49
2.5.1 Algoritmo de cálculo del calor perdido por transferencia (convección).....	50
2.6 Calor disponible generado por la combustión de diésel:.....	51
2.7 Diseño de intercambiadores de calor para el proceso de calentamiento en distribuidores de asfalto.....	52
2.8 Algoritmo de cálculo del área de transferencia de calor del intercambiador térmico.....	53
2.9 Instalación experimental para la evaluación del proceso de calentamiento en distribuidores de asfalto.....	54
2.9.1 Termómetro infrarrojo Fluke 62 Max .....	54
2.9.2 Analizador de gases Testo 327.....	55
2.9.3 Flujómetro ultrasónico TransPort® PT878GC .....	56
2.9.4 Calorímetro Parr 1341.....	58
2.10 Diseño experimental.....	62

2.10.1	Técnica experimental para determinar las capacidades caloríficas <b>C<sub>pA</sub></b> y <b>C<sub>pg</sub></b> .....	62
2.10.2	Técnica experimental para determinar los flujos máxicos .....	65
2.10.3	Técnica experimental para temperaturas.....	68
2.10.4	Técnica experimental para encontrar el poder calorífico del diésel.....	70
2.10.5	Técnica experimental para encontrar el consumo de diésel en el quemador .....	72
2.10.6	Algoritmo de cálculo del consumo experimental de diésel en el quemador .....	73
2.11	Algoritmo de cálculo del consumo teórico de diésel en el quemador.....	73
2.12	Algoritmo de cálculo para la eficiencia sistema actual .....	74
2.13	Algoritmo de cálculo del tiempo de recuperación de la inversión (TRI).....	74
2.14	Conclusiones del capítulo 2.....	75
<b>CAPÍTULO 3</b> .....		77
<b>3. RESULTADOS EXPERIMENTALES Y OBTENCIÓN DE LOS PARÁMETROS DE TRABAJO DEL PROCESO DE CALENTAMIENTO EN DISTRIBUIDORES DE ASFALTO</b> .....		77
3.1	Resultados del calor absorbido por el asfalto.....	77
3.2	Resultados del calor por pérdidas mediante los gases de combustión. ....	78
3.3	Resultados calor perdido por transferencia al exterior (convección).....	79
3.4	Resultados del calor disponible por la combustión de diésel.....	81
3.5	Consumo teórico de diésel en el quemador.....	82
3.6	Consumo experimental de diésel en el quemador .....	82
3.7	Eficiencia del sistema actual .....	83
3.8	Eficiencia del sistema actual con relación a $m_{Ec}$ (kg/s).....	84
3.9	Conclusiones del capítulo 3.....	85
<b>CAPÍTULO 4</b> .....		86
<b>4. PROPUESTA DE UN SISTEMA DE INTERCAMBIO TÉRMICO PARA EL CALENTAMIENTO DE ASFALTO</b> .....		86
4.1	Cálculo del área actual del intercambiador de calor.....	86
4.2	Resultados del calor absorbido por el asfalto .....	87

4.3 Resultados del calor por pérdidas mediante los gases producto de la combustión .....	88
4.4 Resultados calor perdido por transferencia al exterior (convección) .....	89
4.5 Resultados del calor disponible por la combustión de diésel .....	90
4.6 Consumo teórico de diésel en el quemador .....	91
4.7 Consumo experimental de diésel en el quemador .....	91
4.8 Eficiencia del sistema propuesto .....	92
4.9 Eficiencia del sistema propuesto con relación a $m_{EC}$ (kg/s).....	93
4.10 Cálculo del área propuesta del intercambiador de calor.....	94
4.11 Análisis de factibilidad .....	95
4.12 Conclusiones generales .....	96
4.13 Recomendaciones .....	97
BIBLIOGRAFÍA.....	98
ANEXOS .....	103

## ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 2. 1. Datos técnicos del distribuidor de asfalto modelo Rosco. ....	40
Tabla 2. 2. Características del Asfalto .....	42
Tabla 2. 3. Características del asfalto MC-70. ....	42
Tabla 2. 4. Requisitos del asfalto MC-70.....	43
Tabla 2. 5. Productos de la combustión del diésel. ....	47
Tabla 2. 6. Requisitos del diésel Premium.....	58
Tabla 2. 7. Matriz de diseño experimental. ....	63
Tabla 2. 8. Capacidad calorífica del asfalto a temperatura de trabajo. ....	63
Tabla 2. 9. Composición volumétrica de los gases producto de la combustión.....	64
Tabla 2. 10. Capacidad calorífica de los gases producto de la combustión. ....	65
Tabla 2. 11. Flujo másico de asfalto .....	65
Tabla 2. 12. Flujo volumétrico de los gases producto de la combustión .....	68
Tabla 2. 13. Temperaturas superficiales en el taquero de asfalto .....	69
Tabla 2. 14. Temperaturas trasera y delantera del tanquero de asfalto .....	69
Tabla 2. 15. Temperatura final e inicial de los gases producto de la combustión .	70
Tabla 2. 16. Temperatura de cocción del diésel.....	72
Tabla 3. 1. Flujo másico del asfalto .....	77
Tabla 3. 2. Capacidad calorífica del asfalto .....	78
Tabla 3. 3. Calor absorbido por el asfalto. ....	78
Tabla 3. 4. Capacidad calorífica de los gases producto de la combustión .....	78
Tabla 3. 5. Densidad de los gases producto de la combustión.....	78
Tabla 3. 6. Flujo másico de los gases producto de la combustión .....	79
Tabla 3. 7. Calor de pérdida por los gases producto de la combustión.....	79
Tabla 3. 8. Áreas del tanquero contenedor de asfalto .....	79
Tabla 3. 9. Datos del proceso de transferencia por convección .....	80
Tabla 3. 10. Propiedades termofísicas del aire.....	80
Tabla 3. 11. Resultados de los números adimensionales .....	80
Tabla 3. 12. Calor perdido por transferencia.....	80
Tabla 3. 13. Flujo másico de combustible.....	82
Tabla 3. 14. Consumo experimental de diésel en relación a las alturas.....	82

Tabla 3. 15. Flujo másico de diésel.....	82
Tabla 3. 16. Eficiencia del proceso actual.....	83
Tabla 4. 1. Área actual de transferencia de calor en el intercambiador .....	86
Tabla 4. 2. Flujo másico del asfalto propuesta.....	87
Tabla 4. 3. Capacidad calorífica del asfalto propuesta.....	87
Tabla 4. 4. Calor absorbido por el asfalto propuesta.....	87
Tabla 4. 5. Capacidad calorífica de los gases producto de la combustión de la propuesta. ....	88
Tabla 4. 6. Densidad de los gases producto de la combustión propuesta .....	88
Tabla 4. 7. Flujo másico de los gases producto de la combustión propuesta.....	88
Tabla 4. 8. Calor de pérdida por los gases producto de la combustión propuesta .	89
Tabla 4. 9. Datos del proceso de transferencia por convección propuesta .....	89
Tabla 4. 10. Propiedades termofísicas del aire propuesta .....	90
Tabla 4. 11. Resultados de los números adimensionales propuesta.....	90
Tabla 4. 12. Calor perdido por transferencia propuesta .....	90
Tabla 4. 13. Flujo másico de combustible propuesta.....	91
Tabla 4. 14. Consumo experimental de diésel en relación a las alturas propuesta	91
Tabla 4. 15. Flujo másico de diésel propuesta .....	91
Tabla 4. 16. Eficiencia del proceso actual.....	92
Tabla 4. 17. Área propuesta de transferencia de calor en el intercambiador .....	94
Tabla 4. 18. Inversión inicial para el cambio de intercambiador de calor .....	95
Tabla 4. 19. Flujos másicos de combustible actual y propuesto .....	96
Tabla 4. 20. Volúmenes de combustible consumido.....	96
Tabla 4. 21. Costo de combustible por día de trabajo.....	96
Tabla 4. 22. Tiempo de recuperación de la inversión .....	96

## ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. 1. Impermeabilidad del asfalto (Fuente: Farinango, 2014).....	27
Figura 1. 2. Serpentes y gases de combustión (Fuente: Etnyre, 2004) .....	31
Figura 1. 3. Contrucción del tanque y serpentes (Fuente: Etnyre, 2004).....	32
Figura 1. 4. Distribuidor de asfalto marca Rosco (Fuente: Aimacaña, 2016).....	33
Figura 1. 5. Intercambiador de calor dos serpentes y dos quemadores (Fuente: Aimacaña, 2016) .....	35
Figura 1. 6. Intercambiador de calor de dos serpentes y un quemador (Fuente: Aimacaña, 2016) .....	36
Figura 2. 1. Distribuidor de asfalto modelo Rosco (Fuente: Aimacaña, 2016) .....	41
Figura 2. 2 Algoritmo para el calor absorbido por el asfalto (Fuente: Aimacaña, 2016) .....	45
Figura 2. 3. Algoritmo de cálculo de calor de los gases producto de la combustión (Fuente: Aimacaña, 2016).....	48
Figura 2. 4. Algoritmo de cálculo del calor perdido por transferencia (Fuente: Aimacaña, 2016) .....	51
Figura 2. 5. Algoritmo de cálculo del área actual de transferencia de calor (Fuente: Aimacaña, 2016) .....	53
Figura 2. 6. Termómetro infrarrojo Fluke 62 Max (Fuente: Aimacaña, 2016).....	54
Figura 2. 7. Testo 327 (Fuente: Aimacaña, 2016).....	55
Figura 2. 8. Principio de funcionamiento del analizador Testo 327 (Fuente: Testo, 2013). .....	55
Figura 2. 9. Flujómetro TransPort® PT878GC (Fuente: General, 2004) .....	57
Figura 2. 10. Principio del tiempo de tránsito (Fuente: General, 2004).....	57
Figura 2. 11. Calorímetro Parr 1341 (Fuente: Aimacaña, 2016) .....	59
Figura 2. 12. Sección transversal del Calorímetro Parr 1341 (Fuente: Parr, 2014). .....	59
Figura 2. 13. Esquema del calorímetro adiabático (Fuente: Aimacaña, 2016) .....	59
Figura 2. 14. Termómetro digital Fluke 62 Max (Fuente: Aimacaña, 2016).....	62
Figura 2. 15. Productos de la combustión (Fuente: Aimacaña, 2016).....	64
Figura 2. 16. TransPort® PT878GC verificación (Fuente: Aimacaña, 2016) .....	66

Figura 2. 17. TransPort® PT878GC transductor (Fuente: Aimacaña, 2016) .....	66
Figura 2. 18. TransPort® PT878GC Tubería (Fuente: Aimacaña, 2016).....	66
Figura 2. 19. TransPort® PT878GC revestimiento (Fuente: Aimacaña, 2016).....	67
Figura 2. 20. TransPort® PT878GC Fluido (Fuente: Aimacaña, 2016).....	67
Figura 2. 21. TransPort® PT878GC, Path (Fuente: Aimacaña, 2016) .....	67
Figura 2. 22. TransPort® PT878GC en la chimenea (Fuente: Aimacaña, 2016) ..	68
Figura 2. 23. Lecturas de flujo volumétrico (Fuente: Aimacaña, 2016).....	68
Figura 2. 24. Temperaturas superficiales en el tanquero de asfalto (Fuente: Aimacaña, 2016) .....	68
Figura 2. 25. Temperaturas en las tapas trasera y delantera del tanquero de asfalto. ....	69
Figura 2. 26. Calorímetro Parr 1341 accesorios (Fuente: Aimacaña, 2016).....	70
Figura 2. 27. Calorímetro Parr 1341 llenar el calorímetro (Fuente: Aimacaña, 2016) .....	70
Figura 2. 28. Calorímetro Parr 1341 ajustar el balde (Fuente: Aimacaña, 2016) ..	71
Figura 2. 29. Calorímetro Parr 1341 medir 1 gramo de diésel (Fuente: Aimacaña, 2016) .....	71
Figura 2. 30. Calorímetro Parr 1341 verificar el equilibrio (Fuente: Aimacaña, 2016) .....	71
Figura 2. 31. Calorímetro Parr 1341. Desarmar la bomba (Fuente: Aimacaña, 2016) .....	72
Figura 2. 32. Algoritmo de cálculo del consumo experimental de diésel (Fuente: Aimacaña, 2016) .....	73
Figura 2. 33. Algoritmo de cálculo del consumo de diésel en el quemador (Fuente: Aimacaña, 2016) .....	74
Figura 2. 34. Algoritmo para el cálculo de la eficiencia del sistema actual (Fuente: Aimacaña, 2016) .....	74
Figura 2. 35. Algoritmo de cálculo de TRI, (Fuente: Aimacaña, 2016) .....	75
Figura 3. 1. Eficiencia vs. Pérdidas por gases producto de la combustión (Fuente: Aimacaña, 2016) .....	83

Figura 3. 2. Eficiencia vs. Pérdidas por transferencia de calor (Fuente: Aimacaña, 2016) .....	84
Figura 3. 3. Flujo másico de combustible versus pérdidas por gases producto de la combustión (Fuente: Aimacaña, 2016) .....	84
Figura 3. 4. Flujo másico de diésel versus Pérdidas por transferencia de calor por convección (Fuente: Aimacaña, 2016).....	85
Figura 4. 1. Eficiencia vs. Pérdidas por gases producto de la combustión propuesta (Fuente: Aimacaña, 2016).....	92
Figura 4. 2. Eficiencia vs. Pérdidas por transferencia de calor (Fuente: Aimacaña, 2016) .....	93
Figura 4. 3. Flujo másico de diésel versus pérdidas por gases producto de la combustión propuesta (Fuente: Aimacaña, 2016).....	93
Figura 4. 4. Flujo másico vs. Pérdidas por transferencia de calor propuesta (Fuente: Aimacaña, 2016) .....	94

## INTRODUCCIÓN

El MTOP de Cotopaxi cuenta con un equipo caminero para el proceso constructivo de carreteras, que consta de volquetas, motoniveladora, compactador, rodillo, distribuidor de asfalto modelo rosco, barredora y pavimentadora, que cumple con la construcción y mantenimiento de vías en la provincia; es por ello que el incremento de la eficiencia de los diferentes equipos de construcción inciden en la reducción del portador energético más utilizado por esta dependencia, el diésel.

El distribuidor de asfalto modelo rosco cumple la función de imprimir material asfáltico líquido; el que tiene por objetivo actuar como agente adherente, así como sello de junta sobre la base y el nuevo pavimento, dando a la base mayor impermeabilidad y resistencia, antes de proceder a la construcción de cualquier tipo de carpeta asfáltica.

El camión distribuidor de asfalto modelo Rosco consta de un tanque que en su interior contiene un intercambiador térmico que actúa con gases de escape que proceden del quemador externo de diésel y que a su vez calientan y mantienen el asfalto a temperatura de trabajo. Uno de los factores que más afectan a la aplicación del asfalto líquido es la temperatura de aspersion que se logra con el camión distribuidor, siendo este el principal parámetro operacional a tomar en cuenta para el estudio de la eficiencia térmica, del proceso de calentamiento en distribuidores de asfalto modelo rosco.

El distribuidor de asfalto modelo Rosco juega un papel fundamental en el mantenimiento de vías que representa el primer objetivo del MTOP y por ende el más importante en el presupuesto económico, siendo la imprimación de asfalto líquido el proceso que genera dos consumidores de combustible, el camión y el quemador, es por ello que el incremento de eficiencia en este proceso incide directamente en el costo final de mantenimiento de carreteras por parte del MTOP.

El consumo de diésel por parte del quemador representa el gasto energético considerable en comparación a sistemas actuales para imprimación asfáltica, presentando un consumo teórico de 30 litros de diésel para calentar 2000 litros de asfalto; a diferencia del proceso de calentamiento en distribuidores de asfalto modelo Rosco con el que cuenta la institución que consume aproximadamente 72 litros para calentar 1500 litros de asfalto desde una temperatura de 293K a 373K, este consumo representa un costo de 19,44 USD por día de trabajo, siendo el diésel el mayor portador energético utilizado en el MTOP de Cotopaxi con alrededor de 700 litros de consumo diario.

Al mismo tiempo que la operación del quemador de diésel genera gases producto de la combustión entre ellos  $\text{CO}_2$  constituyéndose en un agente contaminante del ambiente.

Los principales problemas no resueltos relacionados con el proceso de calentamiento en distribuidores de asfalto modelo Rosco son los siguientes:

- Baja eficiencia del proceso de calentamiento en distribuidores de asfalto en el consumo de diésel.
- Temperatura variable de salida de asfalto para la imprimación.
- Pérdidas de energía por calor perdido en el proceso de calentamiento en el distribuidor de asfalto.
- Inadecuada seguridad laboral tanto en puntos críticamente calientes como en el encendido del equipo y riesgo de incendio.

En la actualidad cuando se efectúa el trabajo de imprimación el proceso de calentamiento en distribuidores de asfalto modelo Rosco funciona con un quemador manual de diésel, que calienta el tanque de almacenamiento para que el asfalto desde una temperatura de 293K llegue hasta 373K para el trabajo de imprimación de asfalto en carreteras, haciendo que el consumo de diésel sea de alrededor de 72 litros para un tiempo aproximado de dos horas y media.

El intercambiador de serpentín sumergido, que actualmente se emplea en el proceso de calentamiento en distribuidores de asfalto modelo Rosco, trabaja de forma ineficiente debido al elevado consumo de diésel y la pérdida de calor al exterior, dando como resultado el tiempo que se demora en calentar el asfalto y la cantidad de diésel que se necesita.

Para solucionar esta problemática es necesario buscar alternativas que permitan incrementar la eficiencia del proceso de calentamiento en distribuidores de asfalto y a la vez permita garantizar una mayor disponibilidad del asfalto a temperatura de trabajo, para ello se deben evaluar otros equipos de intercambio térmico que garanticen reducir los consumos de diésel mediante un incremento del flujo de calentamiento.

La presente investigación está encaminada a reducir las causas que provocan los problemas anteriores, en particular los relacionados con la baja eficiencia del proceso de calentamiento en distribuidores de asfalto y un análisis del proceso de intercambio térmico.

Ante lo mencionado hasta ahora se plantea como problema de investigación a resolver:

**¿Cómo inciden los parámetros operacionales del proceso de calentamiento en distribuidores de asfalto modelo Rosco (temperatura, tiempo de calentamiento y consumo de diésel), en la eficiencia térmica durante el año 2015?**

Como **objeto de estudio** de la investigación se plantea:

**Sistema de calentamiento en distribuidores de asfalto modelo Rosco del Ministerio de Transporte y Obras Públicas de Cotopaxi.**

Y su **campo de acción** es:

Proceso de intercambio térmico asociado al calentamiento en distribuidores de asfalto modelo Rosco.

En correspondencia con el problema de investigación declarado se define como **objetivo general:**

**Determinar la influencia de los parámetros fundamentales del proceso de calentamiento de asfalto (temperatura, tiempo de calentamiento y consumo de diésel) en la eficiencia térmica en distribuidores modelo Rosco durante el año 2015.**

Para incrementar la eficiencia de calentamiento en distribuidores de asfalto es necesario evaluar el uso de intercambiadores de serpentines sumergidos. En comparación con los de un solo serpentín, son los más eficientes pues permiten acumular el calor y son fáciles de transportar.

A partir del objetivo general declarado se establece la siguiente **hipótesis:**

Mediante el análisis de los parámetros operacionales y la propuesta de un sistema de intercambio térmico para el calentamiento de asfalto en distribuidores modelo Rosco es posible la reducción del consumo de combustible y el incremento de eficiencia térmica.

Para dar cumplimiento al objetivo general se declaran los siguientes **objetivos específicos:**

1. Determinar la pérdida de eficiencia térmica en el proceso de calentamiento de asfalto en distribuidores modelo Rosco.
2. Establecer un procedimiento de cálculo que permita la evaluación del proceso de calentamiento en distribuidores de asfalto modelo Rosco.

Para lograr el cumplimiento del objetivo propuesto, se plantean las siguientes tareas del trabajo:

1. Establecer el marco teórico que sustenta la investigación a través del análisis de los trabajos precedentes y los principales fundamentos teóricos asociados al objeto de estudio.
2. Determinar la pérdida de eficiencia térmica en el proceso de calentamiento de asfalto en distribuidores modelo Rosco.
3. Determinar la pérdida de eficiencia en intercambiadores de calor de placas durante el proceso de enfriamiento del licor amoniacal.
3. Instaurar un proceso de cálculo para el proceso de intercambio térmico actual y propuesto.
4. Evaluar el proceso de calentamiento de asfalto actual de un serpentín sumergido
5. Evaluar el proceso de calentamiento de asfalto propuesto de serpentines sumergidos.
6. Realizar una valoración económica asociada al proceso de calentamiento de asfalto y su propuesta.

Las **técnicas y métodos de investigación** empleados son los siguientes:

Mediante la toma de información de los parámetros operacionales del proceso de calentamiento en el distribuidor de asfalto modelo Rosco se aplica la modalidad de campo.

Como Fuentes primarias y secundarias de investigación se tomaron libros, revistas científicas, periódicos y demás lo que permitirá ampliar y profundizar conocimientos previos acerca de proceso de calentamiento en distribuidores de asfalto junto con los parámetros operacionales, intercambiadores térmicos y eficiencia térmica.

Se aplica una investigación de tipo experimental al actuar directamente sobre los parámetros operacionales en el proceso de calentamiento de asfalto es lógico obtener una variación en la eficiencia térmica de dicho proceso, siendo el portador

diésel y dejando puerta abierta a la evaluación sistemática el comportamiento energético del proceso de calentamiento en distribuidores de asfalto modelo Rosco. El carácter exploratorio permite realizar una observación directa del proceso de calentamiento en distribuidores de asfalto y el consumo de diésel.

Al comparar intercambiadores térmicos aplicados al proceso de calentamiento de asfalto es posible determinar la eficiencia térmica y la evaluar de los parámetros operacionales de varias opciones que mejoren la eficiencia disminuyendo el consumo de diésel.

La técnica documental y bibliográfica permite la sistematización de conocimientos y teorías relacionados con el proceso de calentamiento de asfalto.

La técnica computacional permite el procesamiento estadístico de los datos experimentales, la validación de las expresiones matemáticas obtenidas y la creación de los gráficos de comportamiento del proceso de calentamiento de asfalto.

## **CAPÍTULO 1**

### **1. MARCO TEÓRICO CONCEPTUAL DEL PROCESO DE CALENTAMIENTO DE ASFALTO**

El estudio de teorías e investigaciones generadas a partir del problema de investigación se constituye como marco teórico conceptual.

El capítulo 1 hace un compilatorio de elementos teóricos fundamentales del proceso de calentamiento en distribuidores de asfalto y su relación con la eficiencia térmica en el distribuidor de asfalto modelo Rosco del Ministerio de Transporte y Obras Públicas de Cotopaxi.

Como objetivo se pretende presentar los fundamentos teóricos necesarios para la evaluación del proceso de calentamiento en distribuidores de asfalto, a partir de trabajos precedentes y el desarrollo técnico de las propuestas.

#### **1.1 Antecedentes y estado actual de la teoría relacionada con el proceso de calentamiento en distribuidores de asfalto.**

La aplicación de intercambiadores térmicos en procesos industriales implica cumplir y aplicar diseños de ingeniería para la consecución de un provecho económico (Holman, 2009).

El proceso de intercambio térmico parte con la determinación del coeficiente global de transferencia de calor y su eficiencia térmica, cuyo estudio incluye principios de convección y conducción, dinámica de fluidos, centrandó la atención en el mecanismo físico y su desempeño práctico; haciendo necesario aplicar métodos experimentales expresados como fórmulas empíricas o gráficos, (Holman, 2009). Los que se encuentran en la literatura consultada (Raju, 1987; Zahid, 2003; Picón, 2004; James, 2005; Abril, 2008; González, 2008 e Incropera, 2013).

La obtención de los coeficientes de transferencia de calor y los números de Nusselt, Reynolds y Prandtl se resumen en la aplicación de técnicas experimentales específicas para cada caso, según los autores se desarrollan experimentos que permiten aplicar los resultados a cada escenario (Holman, 2009 e Incropera, 2013).

Siendo el caso práctico que la resistencia a la conducción es pequeña comparada con las resistencias a la convección en la mayoría de los casos.

El planteamiento de intercambiadores de calor viene de la mano con el diseño y la aplicación particular de ahí que la investigación de (Torres, 2011) estudia un intercambiador de placas con el objetivo de determinar los coeficientes de transferencia y la influencia de las incrustaciones en la pérdida de eficiencia de la instalación, mediante un procedimiento iterativo, determinando la ecuación del número de Nusselt y su dependencia con Reynolds y Prandtl, utilizando el método experimental multifactorial y mediciones de los parámetros de trabajo de la instalación en función del tiempo, los resultados predicen el conocimiento de los coeficientes para el cálculo del número de Nusselt, con los valores de Reynolds y Prandtl, para ambos fluidos (licor y agua).

El Análisis de la transferencia de calor y el balance de energía térmica de la masa en el secado natural generada por la investigación de (Retirado, 2015) plantea el modelo matemático para el cálculo y la simulación de la velocidad de secado en pilas de mena laterítica almacenadas a la intemperie, mediante simulaciones evidenció que la velocidad de secado es inferior a 0,05%/hora y nula en determinados horarios. La conclusión permite determinar los calores presentes y el intercambio de temperaturas que sufren las menas a la intemperie.

El uso de los análisis de exergía y transferencia de calor para ser aplicados en una caldera pirotubular, con los propósitos de determinar ahorros potenciales de energía y cuantificar el efecto que tiene la presencia de depósitos de la naturaleza mineral en la operación. (Mazuera, 2014) examina la caldera dividida en tres partes: cámara de combustión, el intercambiador de calor y la chimenea; calcula los coeficientes de transferencia de calor por convección al interior y exterior de un tubo intercambiador de calor, la tasa de transferencia de calor y la caída de temperatura a través de un tubo sin incrustaciones y otro con incrustaciones.

El cálculo de las pérdidas de recursos energéticos y económicos por el deterioro o ausencia de aislante térmico en las tuberías de transporte de vapor de (Aristizábal, 2014), aplica modelos de transferencia de calor para sistemas radiales y cálculos económicos para la predicción de ahorros económicos. Es decir, que al aplicar

conocimientos de transferencia de calor es posible actuar directamente sobre la economía. En la investigación presenta como conclusión las pérdidas que pueden reducirse hasta el 99% con rápida recuperación de los costos de inversión según la selección de aislante.

Golato, 2005 realiza ensayos de medición en secaderos rotativos de cáscara de limón en una instalación agroindustrial del noroeste argentino. Desarrolla un modelo matemático semiempírico mediante la resolución de los balances de materia y energía. Obtiene una correlación estadística para la predicción de los coeficientes globales volumétricos de transferencia de calor aparentes para secaderos rotativos de cáscara de limón.

Las investigaciones desarrolladas tienen el fin de obtener modelos matemáticos para cada proceso de intercambio térmico (Burley, 1991; Martínez et al, 2004; Bergles, 2005; Giraldo, 2005 y James, 2005) aplican métodos numéricos con el fin de determinar los parámetros fundamentales y predecir su comportamiento energético en el tiempo.

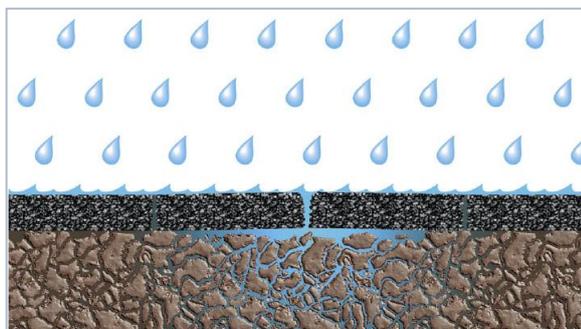
Al considerar los trabajos revisados coinciden que la transferencia de calor es una ciencia que pretende predecir la rapidez con la que el intercambio de energía se produce entre cuerpos proporcionando leyes experimentales, es necesario la estimación de los coeficientes de transferencia de calor, la evaluación de las instalaciones y la medición de parámetros fundamentales que intervienen en el proceso de intercambio térmico. La pérdida de eficiencia debido a una elección incorrecta de diseño de intercambiador es notable según la literatura.

## **1.2 Aspectos generales del proceso de intercambio térmico en los sistemas de calentamiento en distribuidores de asfalto.**

La mayoría de las carreteras están construidas con mezclas en las que el asfalto es uno de sus principales componentes por lo que se hace necesario elegirlo correctamente y saber manejarlo durante el proceso de trabajo (Oda, 2000). Uno de los factores preponderantes en el manejo de asfalto es la temperatura, el material pétreo y la adherencia, entre otras variables. Seleccionando así el asfalto que se va a emplear en la mezcla para que tenga un comportamiento adecuado en la vía.

El parámetro que rige el desempeño del asfalto es su temperatura, de ahí que las mezclas asfálticas en función de la temperatura ambiental pueden tener un comportamiento elástico lineal, no lineal o viscoso. A bajas temperaturas, el comportamiento es elástico lineal, al aumentar la temperatura es elástico no lineal, y a medida que la temperatura continúa aumentando aparece un comportamiento viscoso. A temperaturas bajas no existen deformaciones plásticas, su resistencia aumenta y el comportamiento es elástico. A temperaturas intermedias y elevadas, la cohesión de la mezcla disminuye por el cambio de estado del asfalto, y crea deformaciones permanentes y reducción de sus propiedades mecánicas y dinámicas (Ruiz, 2002). Siendo el parámetro fundamental a tener en cuenta en la imprimación, la temperatura de riego por parte del distribuidor de asfalto.

Para la construcción de cualquier tipo de carpeta asfáltica, existe la necesidad de impregnar la base compactada, esto se logra con el riego o imprimación de un producto asfáltico líquido. El riego de imprimación tiene por objeto actuar como agente adherente, así como sello de junta sobre la base y el nuevo pavimento, dando a la base mayor impermeabilidad y resistencia (Farinango, 2014), lo que se muestra en la figura siguiente.



**Figura 1. 1. Impermeabilidad del asfalto (Fuente: Farinango, 2014)**

El riego de imprimación se realiza con asfalto líquido podrá aplicarse solamente si la superficie cumple con todos los requisitos de densidad y acabado. Inmediatamente antes de la distribución de asfalto deberá ser barrida y mantenerse limpia (Farinango, 2014) cumpliendo con las siguientes funciones:

- Impermeabilizar la superficie
- Cerrar los espacios capilares

- Revertir y pegar sobre la superficie las partículas sueltas
- Endurecer la superficie
- Facilitar el mantenimiento
- Promover la adherencia entre la superficie sobre la que se coloca y la primera capa de mezcla asfáltica.

La distribución del asfalto líquido sobre la carretera en construcción se realiza con el camión distribuidor de asfalto que consta de un camión y un tanque donde se calienta el asfalto a temperatura de trabajo. El proceso de calentamiento en distribuidores de asfalto se realiza con un intercambiador de calor de un serpentín que atraviesa el tanque contenedor de asfalto, con gases de escape obtenidos de un quemador externo, provocando que el asfalto alcance la temperatura adecuada para realizar el riego de imprimación.

Un intercambiador de calor es un dispositivos que permiten el intercambio térmico entre dos fluidos, en este caso gases de escape y asfalto, que están a diferentes temperaturas y separados por una pared sólida y las aplicaciones van desde calefacción, acondicionamiento de aire, producción de potencia, recuperación de calor de desecho en procesos químicos, entre otros. (Incropera, 2013).

El intercambio térmico siempre se rige por su aplicación particular para obtener el mejor diseño en relación a las consideraciones económicas, tamaño, peso y demás. Un análisis de estos factores así como la eficiencia del equipo de transferencia térmica ha desembocado en la evolución de estos sistemas; razón por la que hoy en día se destacan diversos tipos de intercambiadores, (Holman, 2009).

Los intercambiadores se clasifican de acuerdo al arreglo del flujo y el tipo de construcción. Entre ellos cabe destacar el intercambiador de carcasa y tubo, el compacto aleteado, el de serpentines y el intercambiador de placas. En varias aplicaciones dependiendo de la industria se ha optado por un arreglo de varios serpentines sumergidos que permiten la acumulación de calor y aumento de eficiencia térmica del proceso.

En forma general los intercambiadores pueden clasificarse en tres tipos: con tubos, de superficies planas y compactos; los intercambiadores con tubos a su vez pueden ser de serpentines sumergidos, de doble tubo, de coraza y haz de tubos, y

enfriadores de cascada, (González, 2002), la disposición de serpentines sumergidos utilizado comúnmente para enfriar vapores y condensarlos en forma líquida, son considerados como los más sencillos y de bajo costo que se pueden encontrar en la industria si bien es cierto y necesario que uno de los fluidos sea gas, para el intercambio son altamente eficientes por su área de transferencia de calor y fácil diseño y manejo.

En aplicaciones de la industria se ha observado el uso de intercambiadores de calor de serpentines sumergidos por las siguientes razones:

- Construcción simple con tubo que se dobla de forma helicoidal, bajo costo
- Puede operar por convección forzada o natural.

La utilización de serpentines sumergidos se remonta a la destilación de bebidas alcohólicas, pero actualmente se los puede encontrar en cualquier proceso de refinado de crudos u obtención de un producto químico, enfriar o calentar líquidos o gases (Dalgo, 2012). Se pueden encontrar en varias aplicaciones:

- Su aplicación más común es en calentadores de agua para el hogar en el que circula el agua a calentar por el serpentín y funciona con gas butano expuesto a las llamas; otra aplicación frecuente es en la industria lechera mediante el proceso de pasteurización.
- Se considera indispensable como parte de los equipos de aire acondicionado y refrigeración. El serpentín es un equipo intercambiador de calor que al estar en contacto con el aire de retorno el cual regresa caliente, enfría el aire gracias al refrigerante a baja temperatura que circula por su interior.

Los equipos de intercambio térmico que han sido seleccionados correctamente permiten la reducción de: los consumos energéticos, los costos de las instalaciones, gastos de mantenimiento y máximo aprovechamiento de la energía disponible en el sistema. Holman, 2009. El análisis de un intercambiador de calor comienza con la determinación del coeficiente global de transferencia de calor, definido en términos de la resistencia térmica total para la transferencia de calor entre dos fluidos, ello incluye las resistencias por convección y conducción para superficies planas o cilíndricas. (Incropera, 2013).

La literatura consultada permite identificar el método tradicional de selección de equipos de intercambio térmico (Holman, 2009; Isachenko, 1979; Kasatkin, 1985; Kern, 1999 y Perry, 1999). Los diseños finales de los intercambiadores de calor toman en cuenta las características de necesidades de transferencia de calor, costos, tamaño físico, caídas de presión características. El coeficiente global de transferencia de calor se puede aumentar haciendo que los fluidos circulen a mayor velocidad a través del intercambiador de calor, pero genera caída de presión a través del intercambiador. Si se aumenta el área superficial del intercambiador, el coeficiente global de transferencia de calor y la caída de presión, no necesitan ser tan grandes; pero esto genera altos costos económicos que se deben considerar (Holman, 2009).

La solución numérica y experimental de intercambiadores de calor es posible obtenerla mediante técnicas computacionales dependiendo de las condiciones de trabajo del sistema. Las investigaciones consultadas (Cabral, 2004; Moraga, 2004 y Sundén, 2006) precisan la selección de intercambiadores térmicos usando técnicas computacionales para su análisis numérico, experimental e incluso tridimensional de procesos de intercambio térmico. Como resultado es posible lograr precisión y rapidez en la selección del intercambiador pero las deficiencias de estos análisis es que no son aplicables a otros sistemas, de ahí que es necesario realizar experimentos para cada aplicación en particular.

El desarrollo relacionado con intercambio térmico en calentadores de asfalto no es tema de difusión porque poseen sistemas que han evolucionado poco a lo largo del tiempo, más bien se ha mejorado la seguridad con quemadores electrónicos y control de llama que promueven el mejor manejo por parte del operador.

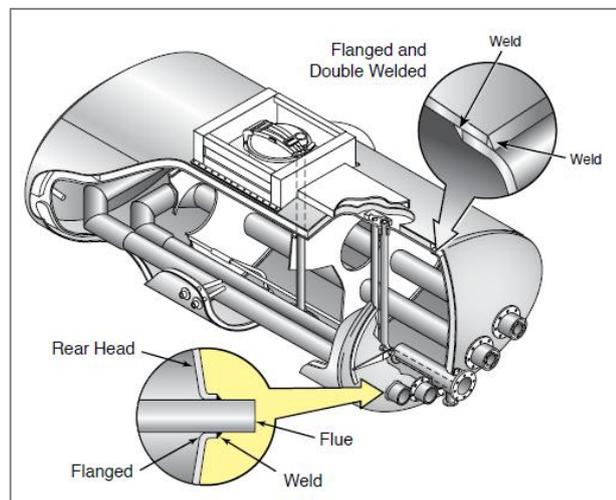
### **1.3 Teorías relacionadas con los intercambiadores térmicos**

El Intercambiador de calor basa su funcionamiento en la aplicación de principios de transferencia de calor al diseño de un equipo (Holman, 2009), es posible describirlo como un equipo que actúa con dos corrientes distintas de temperatura (gradiente) que fluyen sin mezclarse y cumple la función de enfriar o calentar.

Al recurrir al diseño de un intercambiador de calor siempre se trata de cubrir una necesidad, trasladándose así al campo económico, logístico y de fabricación, razón suficiente para que a lo largo del tiempo se hayan desarrollado una gran variedad de intercambiadores; destacándose los de tubos, superficies planas y compactos.

Entre los intercambiadores de tubos está el de serpentines sumergidos, utilizados en su gran mayoría por su fácil instalación y transportación, punto suficiente para tomarlo en cuenta en el diseño del distribuidor de asfalto.

Los sistemas de calentamiento de asfalto montados en camiones, son sistemas móviles que sirven para llevar al asfalto a la temperatura de trabajo y mantenerlo así para su aplicación en la construcción de vías (Paublich, 2014).



**Figura 1. 2. Serpentines y gases de combustión (Fuente: Etnyre, 2004)**

En la literatura estudiada acerca de sistemas de calentamiento en distribuidores de asfalto (Sigma, 2014; Etnyre, 2004; Dareus, 2012) coinciden que el calentamiento por gases de combustión es el más eficiente, por su fácil reposición, construcción y mantenimiento; cuyo funcionamiento consiste en ubicar serpentines sumergidos por los que circulan gases de combustión procedentes de un quemador, y colocarlos dentro del tanque contenedor de asfalto, como se observa en la figura 1.2, teniendo como resultado su calentamiento gracias al intercambio térmico entre los serpentines y el asfalto, con un dato importante que el asfalto no está en contacto con la llama ni los gases de combustión.



## 1.6 Estado actual del proceso de calentamiento en distribuidores de asfalto modelo Rosco.

Para la construcción de carreteras es necesario equipo caminero entre los que se encuentra la unidad calentadora de material asfáltico y el distribuidor de asfalto, que se considera el equipo mínimo para el proceso de imprimación (Córdova, 2010).

El proceso de calentamiento en el distribuidor de asfalto marca Rosco del MTOP de Cotopaxi tiene la función de preparar el asfalto para imprimación en una superficie preparada, limpia y plana; al mismo tiempo que la distribuye uniformemente.

El distribuidor calentador de asfalto marca Rosco cuenta con intercambiador de calor de un solo serpentín que actúa con gases de escape y su circulación por el interior del tanque contenedor es relativamente rápido, pues su diámetro es considerable; el quemador externo de diésel hace de bomba pues permite la circulación de los gases calientes en el serpentín.



Figura 1. 4. Distribuidor de asfalto marca Rosco (Fuente: Aimacaña, 2016)

Mientras los gases de escape circulan por el interior del serpentín del intercambiador térmico, el asfalto que está a su alrededor se va calentando hasta alcanzar una temperatura de 373K, este parámetro de temperatura es el que rige el diseño del equipo. La temperatura del asfalto al inicio del proceso es la temperatura ambiente que en promedio es de 293K. El fluido frío es el asfalto (líquido) y el caliente son los gases de escape del quemador externo (gas). A la salida del distribuidor el asfalto alcanza una temperatura de 373K. El distribuidor de asfalto

quema alrededor de 32 litros de combustible por hora de trabajo, siendo necesario un tiempo aproximado de 2 horas para calentar el total de 1500 litros de asfalto contenido en el tanque.

El distribuidor en estudio es uno de los equipos básicos de maquinaria pesada, que garantiza la construcción y mantenimiento de vías que se encuentran a cargo del MTOP de Cotopaxi y rige su funcionamiento por parámetros de temperatura y presión de asfalto.

### **1.7 Intercambiadores de calor para el proceso de calentamiento en distribuidores de asfalto**

La principal idea a tener en mente cuando se diseña un distribuidor de asfalto es que el material bituminoso se solidifica al enfriarse, razón suficiente para disminuir las pérdidas térmicas y aprovechar al máximo el calor generado por el quemador, (Etnyre, 2004).

Según Dareus (2012) y Etnyre (2004) diseñadores de distribuidores de asfalto, es posible encontrar dos configuraciones comunes, así:

- Dos serpentines, dos quemadores.
- Dos serpentines, un quemador.

Estas configuraciones permiten aprovechar el calor generado por el quemador haciendo que la circulación de gases producto de la combustión sea más lento y tenga mayor área de transferencia de calor, así como la disminución del tiempo de calentamiento de asfalto, siendo estos parámetros más importantes los que permiten evaluar el proceso de calentamiento en distribuidores de asfalto modelo Rosco y su eficiencia.

Las dos configuraciones se pueden ver resumidas en el aumento del área de transferencia de calor hacia el asfalto y por ende el aumento de la eficiencia energética en el proceso

### 1.7.1 Dos serpentines, dos quemadores.

Esta configuración se caracteriza por la utilización de dos tubos; de 8 pulgadas (20,32 cm) en forma de U cada uno. Figura 1.5.

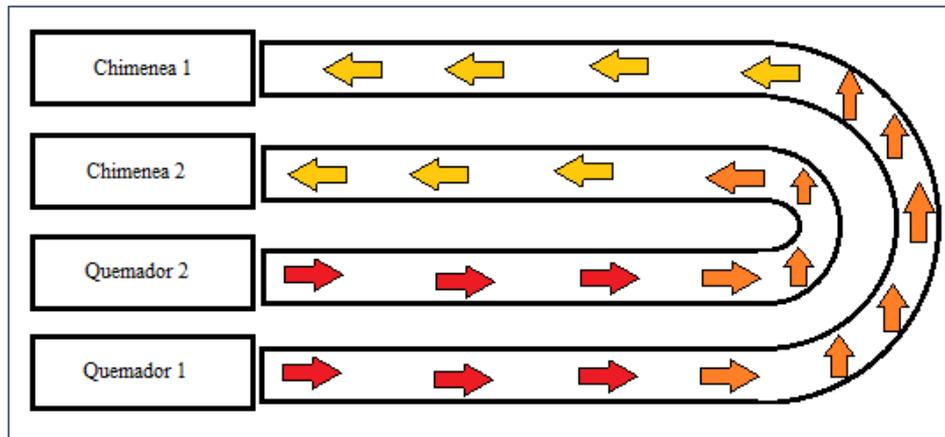


Figura 1. 5. Intercambiador de calor dos serpentines y dos quemadores (Fuente: Aimacaña, 2016)

### 1.7.2 Ventajas y desventajas

- Incremento en la tasa de transferencia de calor debido al flujo secundario producido al interior del serpentín.
- Disponibilidad de una gran área para generar la transferencia de calor por unidad de volumen.
- Menor tiempo de calentamiento del asfalto.
- Consumo medio de combustible por los dos quemadores.
- Alto costo de fabricación

### 1.7.3 Dos serpentines, un quemador

Esta configuración de intercambiador de calor, posee un tubo de 6 pulgadas (15,24 cm); que atraviesa el tanquero contenedor de asfalto formando tres curvas a lo largo. Figura 1.6.

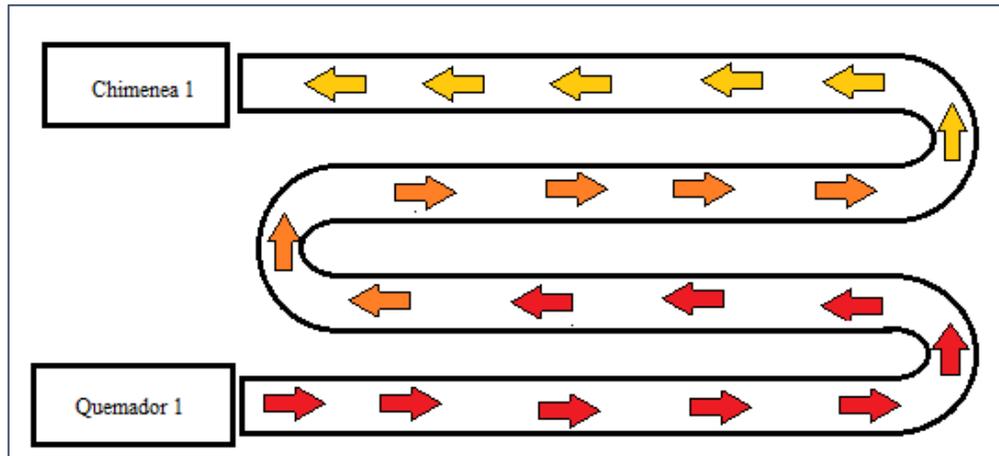


Figura 1. 6. Intercambiador de calor de dos serpentines y un quemador (Fuente: Aimacaña, 2016)

Posee una entrada de gases producto de la combustión que es alimentada por el quemador y una sola chimenea de salida.

#### 1.7.4 Ventajas y desventajas:

- Incremento en la tasa de transferencia de calor debido al flujo secundario producido al interior del serpentín.
- Disponibilidad de una gran área para generar la transferencia de calor por unidad de volumen.
- Disminución del tiempo de calentado del asfalto.
- Bajo consumo de combustible en el quemador.
- Bajo costo de fabricación.

### 1.8 Fundamentación legal

#### Ambiental.

El distribuidor de asfalto al ser un consumidor de diésel es un productor de gases contaminantes ambientales residuos de la combustión, razón por la que su funcionamiento, eficiencia y consumo de combustible se rige a los reglamentos dispuestos por la Constitución de la República del Ecuador así:

Constitución de la República del Ecuador, 2008. El Art. 15 señala la obligación del Estado de promover el uso de tecnologías ambientalmente limpias y de energías alternativas no contaminantes y de bajo impacto, tanto en el sector público como en el privado. (p. 14)

Constitución de la República del Ecuador, 2010. Mediante la codificación de la ley de Gestión Ambiental en el artículo 3, señala que la gestión ambiental, se orientará según los principios universales del desarrollo sustentable, contenidos en la Declaración de Río de Janeiro de 1992, sobre Medio Ambiente y Desarrollo.

Constitución de la República del Ecuador, 2010. Art. 5.- Se establece el Sistema Descentralizado de Gestión Ambiental como un mecanismo de coordinación transectorial, interacción y cooperación entre los distintos ámbitos, sistemas y subsistemas de manejo ambiental y de gestión de recursos naturales. (p. 1)

Constitución de la República del Ecuador, 2010. En cuanto a la autoridad ambiental, menciona en el artículo 13, que los consejos provinciales y los municipios, dictarán políticas ambientales seccionales con sujeción a la Constitución Política de la República.

Constitución de la República del Ecuador, 2010. Muestra que la evaluación del impacto ambiental comprenderá, según el artículo 23:

- a) La estimación de los efectos causados a la población humana, la biodiversidad, el suelo, el aire, el agua, el paisaje y la estructura y función de los ecosistemas presentes en el área previsiblemente afectada.
- b) Las condiciones de tranquilidad públicas, tales como: ruido, vibraciones, olores, emisiones luminosas, cambios térmicos y cualquier otro perjuicio ambiental derivado de su ejecución; y,
- c) La incidencia que el proyecto, obra o actividad tendrá en los elementos que componen el patrimonio histórico, escénico y cultural. (p. 5)

Senplades, 2013. Menciona que según el plan del buen vivir han sido catalogados como estratégicos, la energía en todas sus formas; además la constitución afirma en el artículo 313, que “el Estado se reserva el derecho de administrar, regular, controlar y gestionar los sectores estratégicos, de conformidad con los principios de sostenibilidad ambiental, precaución, prevención y eficiencia” (p. 110).

La Constitución de la República del Ecuador vigente fue publicada en el Registro Oficial No. 449 del 20 de octubre del 2008. Es la norma fundamental que contiene los principios, derechos y libertades de quienes conforman la sociedad ecuatoriana y constituye la cúspide de la estructura jurídica del Estado.

El Art. 14 reconoce el derecho de la población a vivir en un ambiente sano y ecológicamente equilibrado, que garantice la sostenibilidad y el buen vivir, que en idioma kichwa se denomina *sumak kawsay*. De igual manera, declara de interés público la preservación del ambiente, la conservación de los ecosistemas, la prevención del daño ambiental y la recuperación de los espacios naturales degradados.

El Art. 15 señala la obligación del Estado de promover el uso de tecnologías ambientalmente limpias y de energías alternativas no contaminantes y de bajo impacto, tanto en el sector público como en el privado.

## **1.9 Conclusiones del capítulo 1**

- En las literaturas científicas consultadas existe información para la evaluación del proceso de intercambio térmico entre dos fluidos a diferentes temperaturas. Sin embargo, en el caso del calentamiento de asfalto es necesario considerar los parámetros operacionales con el fin de mejorar la eficiencia térmica del proceso.
- En el análisis del comportamiento de la eficiencia y evaluación continua de los intercambiadores de calor se necesitan mediciones de los parámetros fundamentales que intervienen en el proceso de intercambio térmico. La

pérdida de eficiencia, en intercambiadores de serpentines, está influenciada por la velocidad de salida de los gases por el serpentín lo que hace que el quemador trabaje mucho más tiempo y el calor no se quede acumulado dentro del tanque contenedor.

## CAPÍTULO 2

### PROCEDIMIENTO PARA LA EVALUACIÓN DEL PROCESO DE CALENTAMIENTO EN DISTRIBUIDORES DE ASFALTO

La selección y el diseño de intercambiadores de calor para un proceso en particular conllevan el análisis de parámetros operacionales que serán incluidos en el procedimiento de cálculo. El cúmulo de conocimientos sobre el proceso de calentamiento de asfalto y su interpretación matemática se presentará en el siguiente análisis.

El objetivo del capítulo es establecer el procedimiento para el cálculo de la eficiencia térmica en el proceso de calentamiento en distribuidores de asfalto modelo Rosco.

#### 2.1 Datos del distribuidor de asfalto modelo Rosco

Las especificaciones técnicas del distribuidor de asfalto modelo Rosco se presentan en la tabla siguiente.

Tabla 2. 1. Datos técnicos del distribuidor de asfalto modelo Rosco.

<b>Camión:</b>	International
<b>Distribuidor:</b>	Rosco
<b>Año de fabricación:</b>	1992
<b>Capacidad:</b>	1500 litros
<b>Material del Tanque:</b>	Acero de construcción
<b>Material aislante:</b>	Asbesto
<b>Recubrimiento del tanque:</b>	Lámina de acero
<b>Sistema de calentamiento:</b>	Tubular tipo U
<b>Quemador:</b>	Manual
<b>Consumo de Combustible:</b>	32 litros/hora
<b>Nivel de seguridad del sistema:</b>	Bajo
El asfalto alcanza la temperatura de trabajo (373,15 <sup>0</sup> K) en 2 horas y 15 minutos.	

Fuente: Dareus, 2012

## 2.2 Cálculo de flujo de calor transferido en el distribuidor de asfalto modelo Rosco

La metodología para el análisis y selección de intercambiadores de calor desde el punto de vista térmico analiza el flujo de calor aportado, el flujo de calor aprovechado y el flujo de calor perdido (Holman, 2009), en el caso específico de tanquero de asfalto de la investigación mostrado en la figura 2.1, se analiza el calor aprovechado para el calentamiento del asfalto, el calor por transferencia al exterior a través del tanque de asfalto, el calor por pérdidas mediante los productos de combustión y el calor producido por la combustión de diésel.

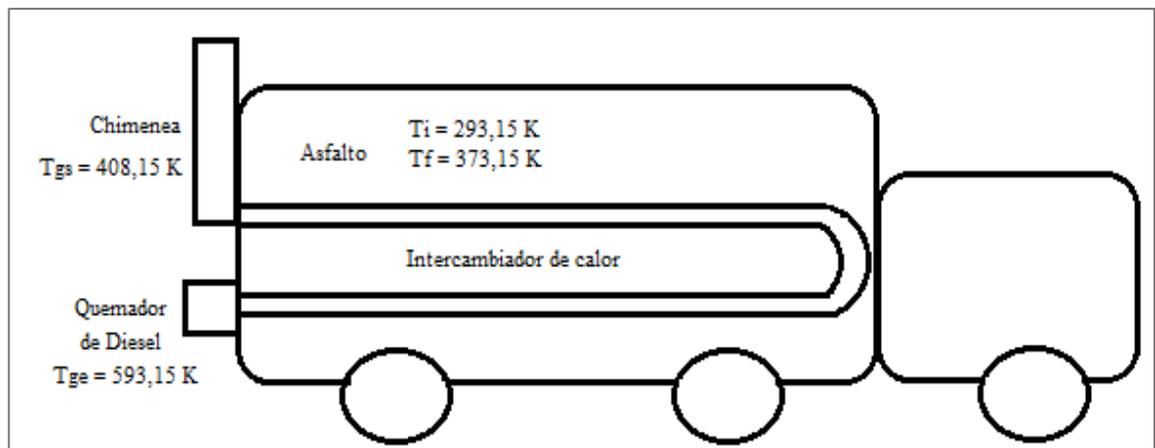


Figura 2. 1. Distribuidor de asfalto modelo Rosco (Fuente: Aimacaña, 2016)

## 2.3 Calor absorbido por el asfalto

En la presente investigación se usa el método de la temperatura promedio en el caso del calor aprovechado para el calentamiento del asfalto; señalando que se presenta la energía media o las condiciones de la capa mezcla; es decir la energía media aportada puede expresarse en función de la diferencia de temperaturas promedio. (Holman, 2009).

El asfalto es un producto del petróleo complejo desde el punto de vista químico, por medio de los postulados de Simpson y Griffin (Hoiberg, 2003) presentan la composición volumétrica del asfalto y coinciden con Sosa, 2012. Tabla 2.2.

**Tabla 2. 2. Características del Asfalto**

<b>Composición</b>	<b>%</b>
<b>Carbono</b>	78
<b>Hidrógeno</b>	11
<b>Nitrógeno</b>	1
<b>Azufre</b>	5
<b>Oxígeno</b>	5

Fuente: Hoiberg, 2003.

El riego de imprimación se lo realiza con asfalto de curado medio designado con las letras MC-70 (Medium Curing), seguidos con un número que indica el grado de viscosidad cinemática medida en centiestokes , el disolvente de este asfalto es keroseno. (Infante, 2010).

Asfaltos rebajados de fraguado medio, son cementos asfálticos rebajados o diluidos a una mayor fluidez mezclándolos con destilados del tipo kerosene o el aceite diésel ligero que se evapora a una velocidad relativamente baja. Los productos de fraguado medio tienen buenas propiedades humectantes que permiten el revestimiento satisfactorio de los agregados en forma de polvos de graduación fina. (Reyes, 2009).

El asfalto utilizado para la imprimación según el fabricante posee las siguientes características mostradas en la tabla 2.3.

**Tabla 2. 3. Características del asfalto MC-70.**

<b>Densidad</b>	<b>0,99 g/cm<sup>3</sup></b>	<b>A 373K</b>
Resistividad	10 <sup>12</sup> Ohm/cm	A 373K
Ensayo de Fraass	-13°C	A 373K
Temperatura de trabajo	de 321 – 373K	

Fuente: Paramount, 2003.

Las especificaciones técnicas de la tabla siguiente corresponden al asfalto MC-70 para imprimación utilizado en el distribuidor modelo Rosco:

**Tabla 2. 4. Requisitos del asfalto MC-70.**

Requisitos	Unid ad	MC-70		Método de ensayo
		Min.	Máx.	
Viscosidad cinemática, a 60°C	cSt	70	140	ASTM D 2170
Saybolt-turol, a 100°C punto de inflamación	°C	38	-	NTE INEN 808
Contenido de agua	%V	-	0,2	ASTM D 95
Destilación a 225°C	%V	0	20	NTE INEN 921
Residuo por destilación a 360°C	%V	55	-	
Ensayo de residuo: viscosidad absoluta a 100°C	P	300	1200	ASTM D 2171
Ductibilidad a 25°C, 100g, 5s.	1/10m m	100	-	NTE INEN 916

*Fuente: INEN 2 061, 1996.*

### 2.3.1 Cálculo del calor absorbido por el asfalto

El flujo de calor transferido se puede obtener a partir de las temperaturas de entrada y salida del fluido (Incropera, 2013); en el caso en particular del intercambio térmico en distribuidores de asfalto, donde el fluido es un gas resultante de la combustión de diésel, el flujo de calor aprovechado por el asfalto para su calentamiento se pueden obtener mediante la ecuación de flujo de calor:

$$Q_A = \dot{m}_A \times C_{pA} \times (T_{iA} - T_{fA}) \quad \text{ecuación (2. 1)}$$

Donde:

$\dot{m}_A$  : flujo másico del asfalto (fluido frío); kg/s.

$C_{pA}$  : capacidad calorífica del asfalto; J/kg K.

$T_{iA}, T_{fA}$  : temperaturas de entrada y salida del asfalto; K.

### 2.3.2 Cálculo del flujo másico

Es la magnitud que expresa la variación de masa en el tiempo a través de un área específica (Holman, 2009).

Para calcular el flujo másico contenido en el distribuidor es necesario conocer primero la masa de asfalto, mediante la ecuación:

$$m_A = V_A \times \rho_A \quad \text{ecuación (2. 2)}$$

Donde:

m: masa de asfalto contenido en el distribuidor; kg.

$V_A$  : Volumen de asfalto contenido en el distribuidor;  $m^3$ .

$\rho_A$  : densidad del asfalto a 323 K;  $kg/m^3$ .

El flujo másico se calcula mediante la ecuación:

$$\dot{m}_A = \frac{m_A}{t} \quad \text{ecuación (2. 3)}$$

Donde:

t: tiempo de calentamiento del asfalto, s.

### 2.3.3 Cálculo de la capacidad calorífica

Los valores correspondientes a capacidades caloríficas para sustancias utilizadas comúnmente en la industria como agua, aire, licor y otros se encuentran citadas en la literatura (Kasatkin, 1985; Kern, 1999; Perry, 1999; Incropera, 2013), de la investigación surge la necesidad de evaluar un fluido como el asfalto, por esta razón el procedimiento de cálculo de la capacidades calorífica del asfalto viene dado por la siguiente ecuación (Incropera 2013):

$$Cp_A = \%C \cdot Cp_C + \%H \cdot Cp_H + \%N \cdot Cp_N + \%S \cdot Cp_S + \%O \cdot Cp_O \quad \text{ecuación (2. 4)}$$

Donde:

$Cp_A, Cp_C, Cp_H, Cp_N, Cp_S, Cp_O$ : capacidad calorífica del asfalto, capacidad calorífica del carbono, capacidad calorífica del hidrógeno, capacidad calorífica del nitrógeno, capacidad calorífica del azufre, capacidad calorífica del oxígeno; J/kg °C.

$\%C, \%H, \%N, \%S, \%O$  : representan los porcentajes de Carbono, Hidrógeno, Nitrógeno, Oxígeno, Azufre respectivamente, en la masa de asfalto.

### 2.3.4 Algoritmo de cálculo para el calor absorbido por el asfalto.

El análisis del calor absorbido por el asfalto se realiza mediante el siguiente algoritmo:

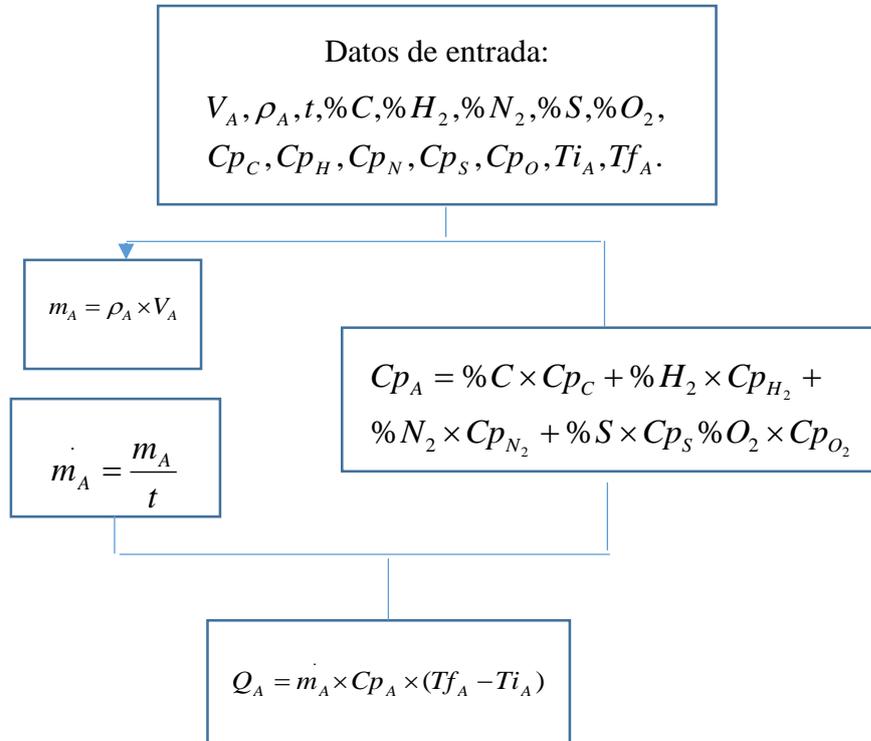


Figura 2. 2 Algoritmo para el calor absorbido por el asfalto (Fuente: Aimacaña, 2016)

### 2.4 Calor por pérdidas mediante los productos de combustión

El quemador de diésel es el dispositivo encargado de suministrar el calor necesario al intercambiador de calor para llevar el asfalto de una temperatura inicial a una final de trabajo.

Al quemar diésel se generan gases de combustión y calor; el mismo que será aprovechado para el calentamiento del asfalto, pero los gases resultantes de dicha combustión corresponden a un agente contaminante del ambiente que está siendo evaluado constantemente por parte de gobiernos e instituciones que pretenden mejorar la calidad de aire que se respira en las grandes ciudades; por este motivo debe ser evaluado en función a su composición y el daño que causará.

El calor transferido por los gases producto de la combustión de diésel (productos de combustión) que circulan por el intercambiador puede ser analizado mediante el método de diferencia de temperaturas promedio, siempre que  $C_p$  sea razonablemente constante a lo largo del conducto. (Incropera 2013). Utilizando la siguiente ecuación:

$$Q_{pg} = \dot{m}_g \times C_{p_g} \times (T_{i_g} - T_{f_g}) \quad \text{ecuación (2.5)}$$

Donde:

$\dot{m}_g$ : flujo másico los gases producto de la combustión del diésel (fluido caliente); kg/s.

$C_{p_g}$ : capacidad calorífica del gas de escape producto de combustión del diésel; J/kg K.

$T_{i_g}, T_{f_g}$ : temperaturas inicial y final del gas producto de combustión del diésel; K.

#### 2.4.1 Composición volumétrica de los productos de combustión

La composición volumétrica de los productos de la combustión se determinan mediante instrumentos específicos, los analizadores de gases; el análisis de gases determina el contenido en porcentajes de volumen de  $O_2$ ,  $CO_2$ ,  $CO$ , por lo general el porcentaje de  $H_2$  y  $CH_4$  es bajo, ppm, por tanto se considera que el resto de los gases es  $N_2$  debido a que el análisis es sobre base seca, (se mantienen saturados con vapor de agua), y los otros componentes gaseosos están presentes en muy baja proporción (ppm).

Los gases producto de la combustión de diésel y sus porcentajes muestran el funcionamiento del proceso así:  $\%O_2$  residual mide la eficiencia de la combustión,  $\%CO_2$  permite evaluar la calidad de combustión,  $\%CO$  se origina por la combustión incompleta del carbono y  $\%N_2$  se aporta como exceso de aire.

Según Torrella (2014) los componentes principales de los gases de combustión de diésel arrojados por el quemador son los mostrados en la tabla siguiente:

**Tabla 2. 5. Productos de la combustión del diésel.**

Nitrógeno	Oxígeno	Dióxido de carbono	Monóxido de carbono
$\%N_2$	$\%O_2$	$\%CO_2$	$\%CO$
78 - 80	2 - 8	12 - 14	0,5 - 2

Fuente: Torrella, 2014.

### 2.4.2 Cálculo de la capacidad calorífica

De la misma forma que en el caso del asfalto la investigación surge la necesidad de evaluar los gases producto de la combustión, por esta razón el procedimiento de cálculo de las capacidades calorífica de los gases producto de la combustión viene dado por la siguiente ecuación (Incropera, 2013):

$$Cp_{gases} = \%N_2 \cdot Cp_{N_2} + \%O_2 \cdot Cp_{O_2} + \%CO_2 \cdot Cp_{CO_2} + \%CO \cdot Cp_{CO} \text{ ecuación (2. 6)}$$

Donde:

$Cp_{gases}$ ,  $Cp_{N_2}$ ,  $Cp_{O_2}$ ,  $Cp_{CO_2}$ ,  $Cp_{CO}$ : capacidad calorífica de los gases producto de la combustión, capacidad calorífica del nitrógeno, capacidad calorífica del oxígeno, capacidad calorífica del dióxido de carbono, capacidad calorífica del monóxido de carbono; J/kg °C.

$\%N_2$ ,  $\%O_2$ ,  $\%CO_2$ ,  $\%CO$ : representan los porcentajes de nitrógeno, oxígeno, dióxido de carbono y monóxido de carbono respectivamente, en la masa de gases de combustión.

### 2.4.3 Cálculo de la densidad

La densidad de los gases producto de la combustión de diésel en el quemador varían en relación a la temperatura, es así que en concordancia con la variación de temperatura se hace necesario encontrar la densidad resultante (Incropera, 2013), mediante la siguiente ecuación:

$$\rho_g = \%N_2 \cdot \rho_{N_2} + \%O_2 \cdot \rho_{O_2} + \%CO_2 \cdot \rho_{CO_2} + \%p \cdot Cp_{CO} \text{ ecuación (2. 7)}$$

Siendo  $\rho_g$  la densidad de la totalidad de los gases producto de la combustión, seccionando los componentes principales del gas en porcentaje, con su respectiva densidad a la temperatura al final de la chimenea.

#### 2.4.4 Cálculo del flujo másico

Con el Flujiómetro ultrasónico TransPort® PT878GC se mide el flujo volumétrico  $V = m^3/s$  y a partir de la siguiente ecuación se calcula el flujo másico de gases producto de la combustión:

$$\dot{m}_g = V \times \rho_g \quad \text{ecuación (2. 8)}$$

#### 2.4.5 Algoritmo de cálculo para el calor por pérdidas mediante los gases de combustión.

El análisis de los parámetros de pérdida de calor mediante los gases producto de la combustión se obtiene aplicando el algoritmo siguiente:

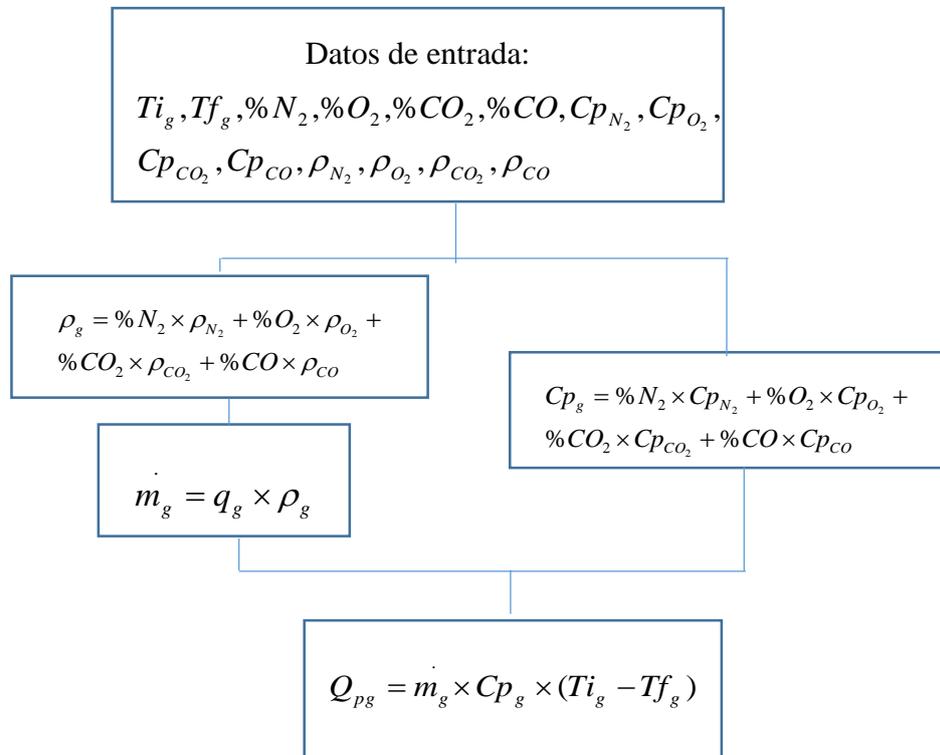


Figura 2. 3. Algoritmo de cálculo de calor de los gases producto de la combustión (Fuente: Aimacaña, 2016)

## 2.5 Calor perdido por transferencia al exterior.

Al calcular la transferencia de calor entre la superficie del tanquero contenedor de asfalto y el fluido externo (aire) que circula alrededor del mismo se utilizará la ecuación de calor por convección. (Incropera 2013).

$$Q_{pt} = h \times A \times (T_s - T_{aire}) \quad \text{ecuación (2. 9)}$$

Donde:

$h$  : coeficiente transferencia de calor por convección; adimensional.

$A$  : área de transferencia de calor por convección;  $m^2$ .

$T_s, T_{aire}$  : temperatura promedio de la superficie del tanquero de asfalto y la temperatura del aire; K.

Para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor por convección ( $h$ ), es necesario el cálculo de los números adimensionales locales de Nusselt , Reynolds y Prandtl; llamados parámetros de similitud, que permiten aplicar los resultados obtenidos para una superficie que experimenta un conjunto de condiciones a superficies geoméricamente similares, estas condiciones varían en función a la naturaleza del fluido, la velocidad del fluido y el tamaño de la superficie, (Incropera, 2013), de ahí que la ecuación para calcular Reynolds es:

$$Re = \frac{v \times D}{\nu} \quad \text{ecuación (2. 10)}$$

Donde:

$Re$  : razón de las fuerzas de inercia y viscosas; Reynolds.

$v$  : velocidad de aire que circula por el exterior; m/s.

$D$  : longitud característica, diámetro del tanquero contenedor de asfalto; m.

$\nu$  : viscosidad relativa o estática;  $m^2/s$ .

Según Churchill y Bernstein (Incropera, 2013); el número de Nusselt se obtiene por la siguiente ecuación experimental:

$$Nu = 0,3 + \frac{0,62Re^{1/2}Pr^{1/3}}{[1+(0,4/Pr)^{2/3}]^{1/4}} \left[ 1 + \left( \frac{Re}{282000} \right)^{5/8} \right]^{4/5} \quad \text{ecuación (2.11)}$$

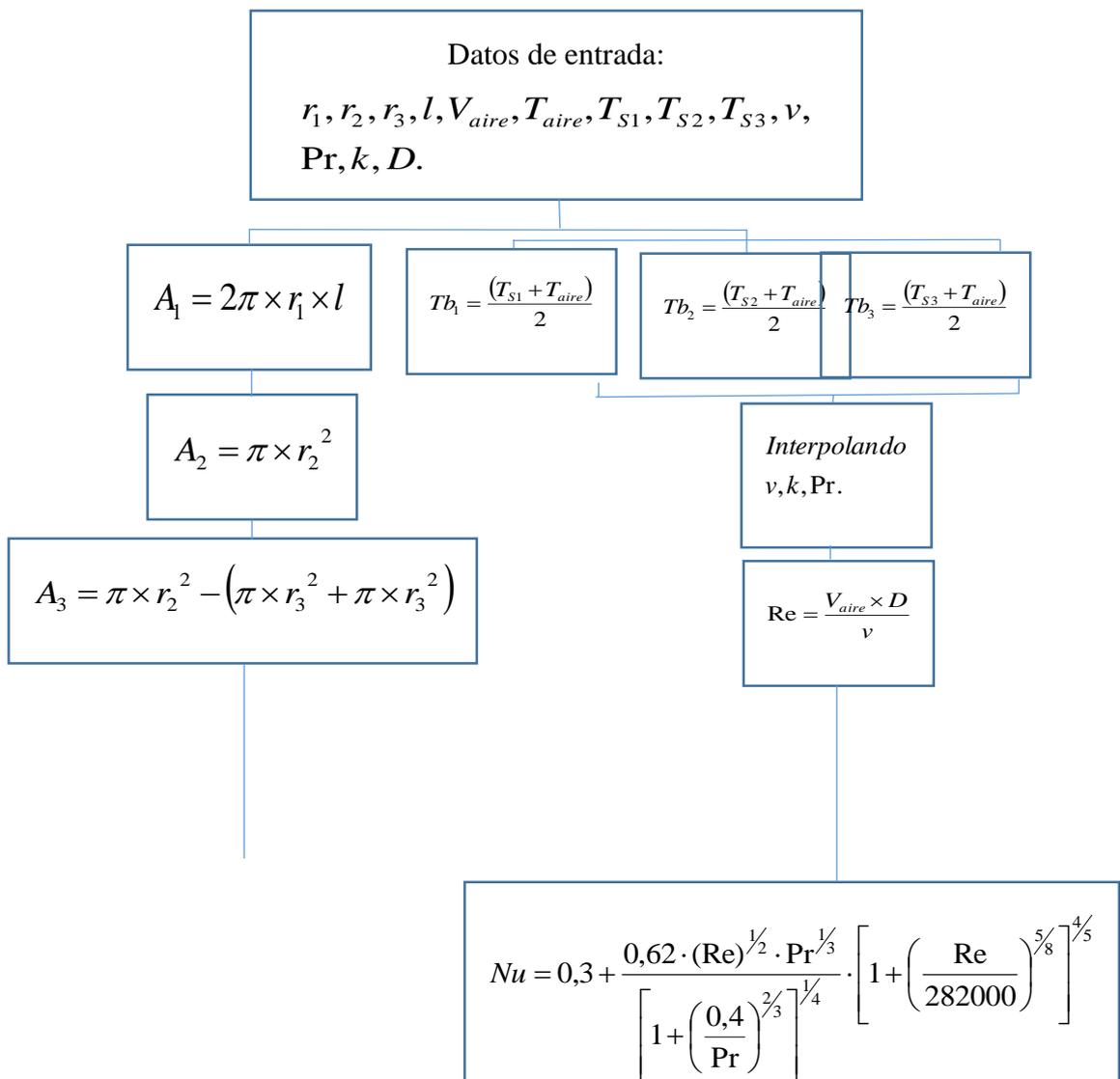
Donde:

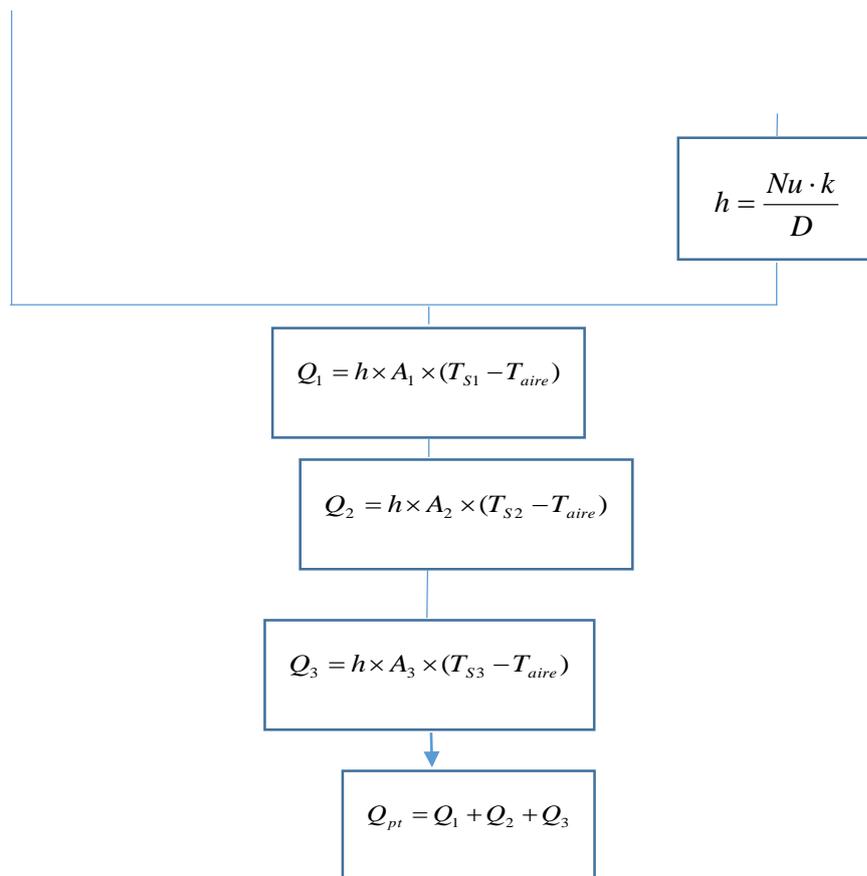
$Nu$  : gradiente de temperatura adimensional de una superficie; Nusselt.

$Pr$  : razón de las difusiones de momento y temperatura; Prandtl.

### 2.5.1 Algoritmo de cálculo del calor perdido por transferencia (convección)

El análisis del calor perdido por transferencia (convección) se realiza mediante el siguiente algoritmo:





**Figura 2. 4. Algoritmo de cálculo del calor perdido por transferencia (Fuente: Aimacaña, 2016)**

## **2.6 Calor disponible generado por la combustión de diésel:**

El poder calorífico o calor específico del diésel, proporciona el valor de calor liberado durante la combustión, el mismo que corresponde al calor aportado para el proceso de calentamiento en distribuidores de asfalto y es posible determinarlo:

- Experimentalmente, mediante bombas calorimétricas.
- Analíticamente, en función de la composición elemental.

El método experimental mediante métodos calorimétricos consisten en quemar una cierta cantidad de combustible y medir la cantidad de calor producida a través de la energía térmica ganada por un líquido conocido, agua, el que, de acuerdo al método a utilizar, puede estar contenida en un recipiente, o permanecer en continua circulación durante el proceso, Stanislaw, L., (2002).

## 2.7 Diseño de intercambiadores de calor para el proceso de calentamiento en distribuidores de asfalto.

En la evaluación de la propuesta de cambio de intercambiador de calor para el proceso de calentamiento en distribuidores de asfalto se usa el método de la diferencia efectiva de temperatura debido a que se conocen los valores de temperaturas en la entrada 789K y salida del intercambiador 402K y se encuentra el área de transferencia de calor.

El calor transferido en el equipo de intercambio térmico se puede obtener mediante el conocimiento del coeficiente global de transferencia de calor, el área de intercambio térmico y la diferencia de temperatura media logarítmica (Incropera, 2013).

$$Q_{g1} = U \times A \times \Delta T_{LM} \quad \text{ecuación} \quad (2.12)$$

Sabiendo que:

$Q_{g1}$ : calor gastado en el proceso; KW.

U: coeficiente global de transferencia de calor; W/m<sup>2</sup>K.

A: área de transferencia de calor; m<sup>2</sup>.

$\Delta T_{LM}$ : diferencia de temperatura media logarítmica; K.

La dirección de los fluidos por el interior del intercambiador de calor es en contracorriente, para lo que la diferencia de temperaturas entre ambos fluidos a lo largo del equipo no es constante

Para el cálculo de la diferencia efectiva se usa la temperatura media logarítmica, que viene expresada en función de las temperaturas en las secciones de entrada y salida de los fluidos (Holman, 2009).

$$\Delta T_{LM} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \quad \text{ecuación (2. 13)}$$

$$\Delta T_1 = Th_i - Tc_o \quad \text{ecuación (2. 14)}$$

$$\Delta T_2 = Th_o - Tc_i \quad \text{ecuación (2. 15)}$$

Donde:

$Th_i - Th_o$  temperaturas de entrada y salida del fluido caliente (gases producto de la combustión)

$Tc_i - Tc_o$  son las temperaturas de entrada y salida del fluido frío (asfalto).

## 2.8 Algoritmo de cálculo del área de transferencia de calor del intercambiador térmico

El coeficiente global de transferencia de calor (U) se puede determinar a partir de los coeficientes de convección de los fluidos frío y caliente, de la forma geométrica del intercambiador y de los factores de impurezas (Incropera, 2013).

Es posible estimar el coeficiente global de transferencia de calor de acuerdo a correlaciones entre los coeficientes de convección; según Kern (1999) el coeficiente global de transferencia de calor (U) oscila entre 150 y 260 W/m<sup>2</sup>K, para la combinación de fluidos, gases producto de la combustión con asfalto.

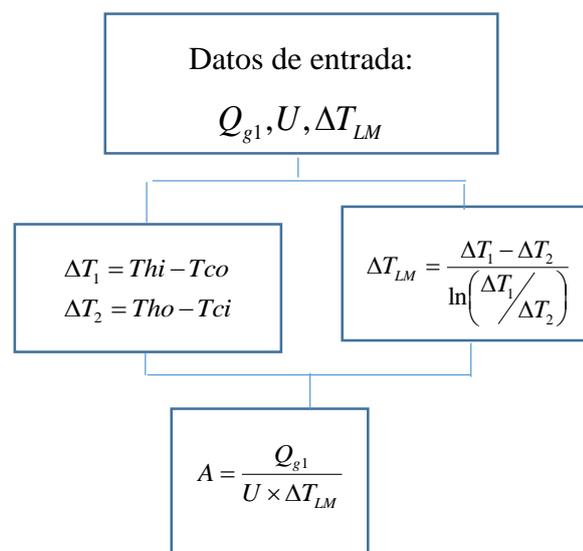


Figura 2. 5. Algoritmo de cálculo del área actual de transferencia de calor (Fuente: Aimacaña, 2016)

## 2.9 Instalación experimental para la evaluación del proceso de calentamiento en distribuidores de asfalto

El proceso de calentamiento en distribuidores de asfalto modelo Rosco se evaluó usando el propio distribuidor de asfalto del MTOP de Cotopaxi junto con instrumentación técnica para cada medición.

Los equipos y accesorios más importantes que compone la instalación experimental son los siguientes:

- Termómetro infrarrojo Fluke 62 Max.
- Analizador de gases Testo 327.
- Flujómetro ultrasónico TransPort® PT878GC.
- Calorímetro Parr 1341.

### 2.9.1 Termómetro infrarrojo Fluke 62 Max

Medición de temperaturas superficiales. Con el fin de evaluar la temperatura del asfalto a la salida del distribuidor y la temperatura externa del tanquero contenedor de asfalto se utilizó el termómetro infrarrojo Fluke 62 Max., que sirven para tomar mediciones de temperatura sin contacto, determinando así la temperatura de trabajo del asfalto y la temperatura promedio.



Figura 2. 6. Termómetro infrarrojo Fluke 62 Max (Fuente: Aimacaña, 2016).

El principio de funcionamiento consiste en medir con un sensor infrarrojo la cantidad de radiación de energía infrarroja emitida por su superficie a medir. Fluke, 2008.

Características:

- Rango de medición de  $-30$  a  $650^{\circ}\text{C}$ .
- Tiempo de respuesta de  $< 300$  ms.
- Enfoque láser sobre un solo punto.
- Exhibición de temperaturas en grados Celsius o Fahrenheit

### 2.9.2 Analizador de gases Testo 327.

Analizador de gases: Es un medidor manual para el análisis profesional de los gases producto de la combustión, se utiliza en sistemas de combustión pequeños, calderas de baja temperatura y de condensación y calefactores a gas.



Figura 2. 7. Testo 327 (Fuente: Aimacaña, 2016).

El principio básico de funcionamiento de Testo 327, se basa en celdas de medición electroquímica colocadas en serie que reciben el gas producto de la combustión mediante una manguera con una trampa de condensados y filtros que eliminarán la humedad y el hollín, midiendo así la composición volumétrica para después de su análisis los gases sean expulsados por el mismo equipo.

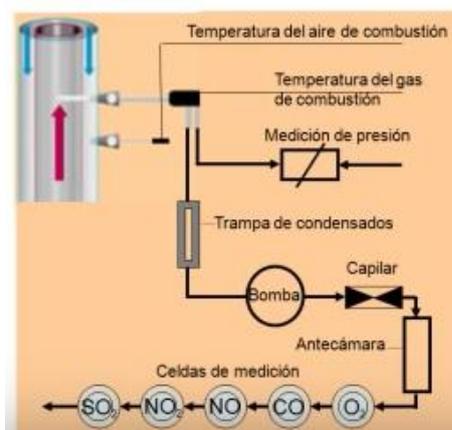


Figura 2. 8. Principio de funcionamiento del analizador Testo 327 (Fuente: Testo, 2013).

Características:

- Función de calibración a 0 en 30 segundos.
- Sistema de filtrado con trampa de condensados y filtros de hollín.
- Medición de % $O_2$ , % $CO$ , tiro, presión diferencial, temperatura de gases.
- Calcula % $CO_2$ , rendimiento, pérdidas y exceso de aire.
- Registro de temperaturas desde -40 a 1200°C.
- Baterías recargable
- Único cable de conexión
- Sondas de diferentes tamaños y rangos de temperatura.

En la investigación se utilizó el instrumento Testo 327, para determinar la composición volumétrica de los gases producto de la combustión, dando como resultado  $O_2$ ,  $CO_2$ ,  $CO$  en porcentajes volumétricos, como el porcentaje de  $N_2$  no se mide se lo puede considerar como el resto de los gases, así:

$$N_2 = 100 - (O_2 + CO_2 + CO) \quad \text{ecuación} \quad (2.16)$$

Medidor de temperatura de gases: Al mismo tiempo con el instrumento Testo 327 es posible medir la temperatura de combustión, es decir, la temperatura a la salida del quemador, pudiendo así obtener las temperaturas  $T_{i_g}$  y  $T_{f_g}$  en la chimenea.

### **2.9.3 Flujómetro ultrasónico TransPort® PT878GC**

Flujo volumétrico: El flujo volumétrico de los productos de combustión que circulan por el interior del intercambiador de calor fue medido por un flujómetro ultrasónico TransPort® PT878GC de la figura 2.9.

Es capaz de medir:

- Gas natural
- Aire comprimido
- Gases de combustible
- Gases erosionantes

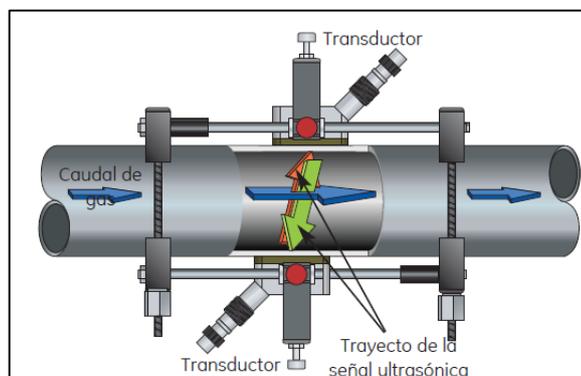
- Gases corrosivos
- Gases tóxicos
- Gases de alta pureza
- Gases de separación de aire



**Figura 2. 9. Flujómetro TransPort® PT878GC (Fuente: General, 2004)**

El principio de funcionamiento del flujómetro ultrasónico TransPort® PT878GC se basa en la técnica de tiempo de tránsito usando dos transductores que envían y reciben señales ultrasónicas codificadas a través del gas.

Cuando el gas fluye, el tiempo de tránsito de la señal en sentido corriente abajo es más breve que en sentido corriente arriba. La diferencia entre estos tiempos de tránsito es proporcional a la velocidad del caudal. El flujómetro mide esta diferencia de tiempo y usa parámetros de tubos programados para determinar la tasa y el sentido del caudal. (General, 2004).



**Figura 2. 10. Principio del tiempo de tránsito (Fuente: General, 2004)**

Características:

- Transductores ultrasónicos para gas con abrazadera
- Intervalos de temperatura desde -40 a 230°C.
- Registro de datos.
- Pantalla gráfica LCD.
- Flujo volumétrico expresado en  $\frac{m^3}{s}$ .

#### 2.9.4 Calorímetro Parr 1341

Poder calorífico del combustible: en la investigación se utilizó el combustible diésel Premium de bajo contenido de azufre que comercializan las gasolineras a nivel nacional y que según el Instituto Ecuatoriano de normalización debe cumplir con los siguientes requisitos mostrados en la tabla 2.6.

**Tabla 2. 6. Requisitos del diésel Premium.**

<b>Requisitos</b>	<b>Unidad</b>	<b>Mínimo</b>	<b>Máximo</b>
Punto de inflamación	°C	51	-
Contenido de agua y sedimento	%	-	0,05
W contenido de residuo carbonoso sobre el 10% del residuo de dilatación	%	-	0,15
W contenido de cenizas	%	-	0,01
Temperatura de destilación del 90%	°C	-	360
Viscosidad cinemática a 40°C	$mm^2/s$	2,0	5,0
W Contenido de azufre	%	-	3,0
Corrosión a la lámina de cobre	Clasificación	-	No. 3
Índice de cetano calculado	-	45	-

Fuente: INEN, 2013, pág. 4.

Con el fin de encontrar el poder calorífico del diésel que genera el calor para aumentar la temperatura del asfalto se usó la bomba calorimétrica Parr 1341, norma ASTM 870-8, mediante este instrumento se mide el cambio de energía en un sistema al operar un proceso de quema de diésel. (González, 2010).



Figura 2. 11. Calorímetro Parr 1341 (Fuente: Aimacaña, 2016)

La estructura y el principio de funcionamiento del calorímetro mostrado en la figura siguiente, se basa en que la muestra pesada se quema en una bomba de metal llena de oxígeno, mientras que la bomba se mantiene en una cantidad medida de agua dentro de una chaqueta aislante térmico. Mediante la observación del aumento de la temperatura del agua y conociendo la energía equivalente del calorímetro, la cantidad de calor liberado de la muestra se puede calcular (Stanislaw, 2002).

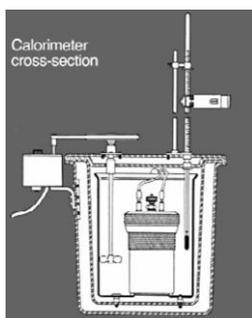


Figura 2. 12. Sección transversal del Calorímetro Parr 1341 (Fuente: Parr, 2014).

El término adiabático se usa como aproximación al modelo ideal, tratando que la temperatura del escudo se mantenga lo más cerca posible a la temperatura de la celda para evitar transferencia de calor entre la celda y el escudo, manteniendo al criostato adiabático teóricamente, el diagrama del proceso se muestra en la figura 2.9.

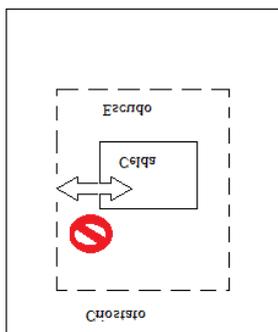


Figura 2. 13. Esquema del calorímetro adiabático (Fuente: Aimacaña, 2016)

Características:

- Calorímetro adiabático de chaqueta sencilla
- Opera cerca de la temperatura ambiente
- Compensación de pérdidas o ganancias de calor mediante técnica computarizada.
- Los resultados se expresan en cal/g de calor específico de combustión superior (bruto),  $Q_{st}$ .

Para calcular el calor específico de combustión superior es necesario utilizar las siguientes ecuaciones, que relacionan parámetros específicos del proceso de combustión así:

$$t = tc - ta - r_1(b - a) - r_2(c - b) \quad \text{ecuación} \quad (2. 17)$$

Donde:

$t$  : aumento de temperatura; °C.

$tc$  : temperatura en tiempo de cocción; °C.

$ta$  : temperatura en el momento de disparar; °C.

$r_1$  : tasa (unidades de temperatura por minuto); °C/min.

$r_2$  : tasa (unidades de temperatura por minuto) que aumenta durante los siguientes 5 minutos después de empezada la prueba; °C/min.

$a$  : tiempo de cocción; min.

$b$  : tiempo (cerca a 0,1 min) cuando la temperatura alcanza el 60% del aumento total; min.

$c$  : tiempo al inicio del período, cuando la temperatura ha llegado a ser constante; min.

Las correcciones termodinámicas relacionadas con la formación de ácido nítrico, el tipo de cable fusible y la formación de ácido sulfúrico, se las puede calcular mediante las siguientes ecuaciones:

$$e_1 = c_1/1000 \quad \text{ecuación} \quad (2. 18)$$

$$e_2 = 13,7 \times c_2 \times m \quad \text{ecuación} \quad (2. 19)$$

$$e_3 = 2,3 \times c_3 \quad \text{ecuación} \quad (2. 20)$$

Donde:

$e_1$  : corrección en calorías de calor de formación de ácido nítrico; cal.

$c_1$  : milímetros de solución alcalina utilizada; ml.

$e_2$  : corrección en calorías de calor de formación de ácido sulfúrico; cal.

$c_2$  : porcentaje de azufre de la muestra; %.

$e_3$  : corrección en calorías para el alambre; cal.

$c_3$  : centímetros de alambre consumidos; cm.

Según Parr, I. (2014), para calcular el poder calorífico se utiliza la siguiente ecuación:

$$Q_{st} = \frac{t \times W - e_1 - e_2 - e_3}{m} \quad \text{ecuación} \quad (2. 21)$$

Donde:

$Q_{st}$  : Calor específico de combustión superior (bruto); cal/gr.

W: energía del calorímetro; cal/°C.

m: masa de la muestra; gr.

Al obtener el calor específico de combustión superior (bruto); es decir, el verdaderamente producido en la reacción de combustión es posible calcular el poder calorífico inferior denominado como el calor realmente aprovechable, el producido sin tener en cuenta la energía de la condensación del agua y otros procesos de pequeña importancia.

$$Q_{it} = Q_{st} - 2500 * \left[ \left( \frac{9Ht}{100} \right) + \left( \frac{Wt}{100} \right) \right] \quad \text{ecuación} \quad (2. 22)$$

Donde:

$Q_{it}$  : Calor específico de combustión inferior (neto); kJ/kg

Ht : porcentaje de hidrógeno; %.

Wt: porcentaje de humedad; %.

## 2.10 Diseño experimental.

Según el proceso de cálculo establecido y consultado según Incropera (2013) y Holman (2009), las principales variables involucradas en el proceso de calentamiento en distribuidores de asfalto son las siguientes:

- Temperatura de entrada de gases producto de la combustión.
- Temperatura de salida de gases producto de la combustión.
- Flujo másico de gases producto de la combustión.
- Concentración volumétrica de gases producto de la combustión.
- Temperatura de la superficie del taquero contenedor de asfalto.
- Concentración volumétrica del asfalto.
- Temperatura de entrada del asfalto.
- Temperatura de salida del asfalto.
- Tiempo de calentado del asfalto.

### 2.10.1 Técnica experimental para determinar las capacidades caloríficas $C_{p_A}$ y $C_{p_g}$

Los experimentos para determinar capacidad calorífica, se realizaron fijando dos variables: el tiempo de calentamiento del asfalto y el flujo másico de gases producto de combustión. El tiempo de calentamiento del asfalto se lo consideró mediante experimentación directa con el distribuidor de asfalto modelo Rosco y el termómetro infrarrojo Fluke 62 Max, con el siguiente proceso:

- Encender el termómetro infrarrojo Fluke 62 Max.



Figura 2. 14. Termómetro digital Fluke 62 Max (Fuente: Aimacaña, 2016)

- Con la luz infrarroja apuntar a la salida del asfalto del distribuidor.

El número de corridas experimentales son cinco. En la tabla 2.7 se muestra el resumen del diseño experimental efectuado, obteniendo cinco temperaturas de asfalto apto para la imprimación.

**Tabla 2. 7. Matriz de diseño experimental.**

<b>Asfalto</b>	
<b>Cantidad de experimentos</b>	<b>Temperatura (K)</b>
5	373
	375
	377
	379
	381

**Fuente: Aimacaña, 2016**

Con la temperatura es posible interpolar las capacidad calorífica  $Cp_H$ ,  $Cp_N$ ,  $Cp_S$ ,  $Cp_O$ ; según Incropera, (2013).

La capacidad calorífica del Carbono  $Cp_C$ , se interpoló según Hougen, (1982) y se muestran en la tabla 2.8.

**Tabla 2. 8. Capacidad calorífica del asfalto a temperatura de trabajo.**

<b>Asfalto</b>					
Temperatura	$Cp_C^*$	$Cp_H$	$Cp_N$	$Cp_S$	$Cp_O$
373	0,9215	14,4530	1,0434	0,7080	0,9350
375	0,9268	14,4550	1,0435	0,7080	0,9355
377	0,9322	14,4570	1,0436	0,7080	0,9360
379	0,9376	14,4590	1,0437	0,7080	0,9365
381	0,9430	14,4610	1,0439	0,7080	0,9371

**Fuente: Incropera, 2013; \* Hougen, 1982**

La capacidad calorífica de los gases producto de la combustión  $Cp_g$  se obtiene mediante el analizador de gases Testo 327 con el siguiente procedimiento:

- Introducir la sonda en la chimenea, la misma que llevará los gases al interior del analizador mediante una bomba, este gas es previamente filtrado y enfriado.

- Encender el analizador y esperar 30 segundos a que todo esté en cero.
- Seleccionar productos de la combustión en el menú y escogemos el tipo de combustible, gasóleo A (diésel) de acuerdo a la figura 2.15.



**Figura 2. 15. Productos de la combustión (Fuente: Aimacaña, 2016)**

- Testo 327 es capaz de medir temperaturas de gases producto de la combustión y muestra en la pantalla, tanto la temperatura inicial como la final.
- Los gases sin más impurezas llegan a las celdas electroquímicas de medición que están colocadas en serie y sirven para determinar a través de lectura directa la concentración de gases, mostrando la siguiente tabla:

**Tabla 2. 9. Composición volumétrica de los gases producto de la combustión.**

<b>Temperatura final K</b>	<b>%N<sub>2</sub></b>	<b>%O<sub>2</sub></b>	<b>%CO<sub>2</sub></b>	<b>%CO</b>
402	80,5	6,2	12,1	1,2
403	79,6	5,9	13,2	1,3
406	77,7	7,8	13,5	1
407	78,9	8,3	13	0,5
408	79,2	7,2	12,8	0,8

**Fuente: Aimacaña, 2016**

- Después de su análisis, los gases producto de la combustión de diésel son expulsados por el mismo equipo.

Con los resultados de la tabla 2.9 de la composición volumétrica de los gases producto de la combustión y la temperatura es posible interpolar los calores

específicos del  $N_2$ ,  $O_2$ ,  $CO_2$ ,  $CO$ , según Incropera (2013) y los resultados se observan en la tabla 2.10.

**Tabla 2. 10. Capacidad calorífica de los gases producto de la combustión.**

<b>Cp de los gases kJ/kg K</b>					
K	$Cp_{N_2}$	$Cp_{O_2}$	$Cp_{CO_2}$	$Cp_{CO}$	$Cp_{gases}$
402	1,0452	0,9432	0,94356	1,04924	1,0266
403	1,0453	0,9438	0,94434	1,04936	1,0260
406	1,0456	0,9456	0,94668	1,04972	1,0245
407	1,0457	0,9462	0,94746	1,04984	1,0247
408	1,0458	0,9468	0,94824	1,04996	1,0262

Fuente: Incropera, 2013

### 2.10.2 Técnica experimental para determinar los flujos máxicos

El volumen del tanquero contenedor de asfalto es constante, 1500 litros; de la tabla 2.3 la densidad del asfalto a 373K es  $990 \text{ kg/m}^3$ , la masa se puede calcular mediante la Ecuación 2.2; el tiempo de calentamiento de asfalto se midió con un cronómetro; el flujo máxico se obtiene mediante la Ecuación 2.3:

$$m_A = 1,5\text{m}^3 \times 990 \text{ kg/m}^3$$

$$m_A = 1485 \text{ kg}$$

$$\dot{m}_A = \frac{1485\text{kg}}{8100\text{s}}$$

$$\dot{m}_A = 0,1833 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Los resultados se muestran en la tabla siguiente:

**Tabla 2. 11. Flujo máxico de asfalto**

<b>Asfalto</b>						
V (m3)	$\rho$ (kg/m3)	m (kg)	t (seg)	$\dot{m}_A$ (kg/s)	Temperatura inicial (Ti <sub>A</sub> )	Temperatura Final (Tf <sub>A</sub> )
1,5	990	1485	8100	0,1833	293	373
1,5	990	1485	7500	0,1980	294	375
1,5	990	1485	7140	0,2080	295	377
1,5	990	1485	8580	0,1731	296	379
1,5	990	1485	8280	0,1793	297	381

Fuente: Aimacaña, 2016

Para encontrar el flujo másico de los gases producto de la combustión se utilizó el flujómetro ultrasónico TransPort® PT878GC siguiendo el siguiente procedimiento:

- Antes de realizar cualquier medición con el PT878, se deben realizar todas las conexiones eléctricas necesarias en la unidad, alimentación y transductores.
- Pulsar el botón rojo para encender, esperar la autoverificación del software y el sistema. Figura 2.16.

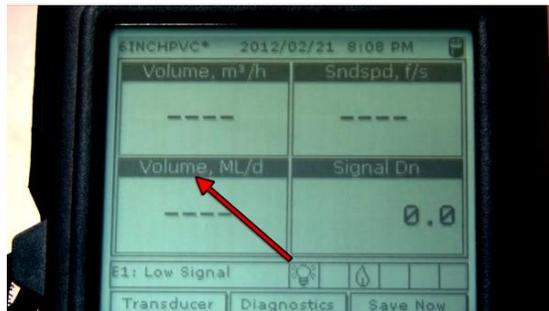


Figura 2. 16. TransPort® PT878GC verificación (Fuente: Aimacaña, 2016)

- Introducir los parámetros del transductor: type clam –on (abrazadera); Figura 2.17.



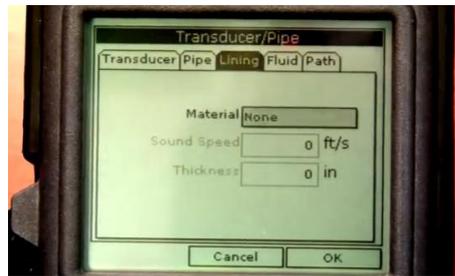
Figura 2. 17. TransPort® PT878GC transductor (Fuente: Aimacaña, 2016)

- Introducir los parámetros de la tubería: pipe, acero al carbono STD 40; introducir el diámetro exterior OD, 8 pulgadas (219 mm); grosor de la pared de la tubería Wall, 8,18 mm. Figura 2.18.



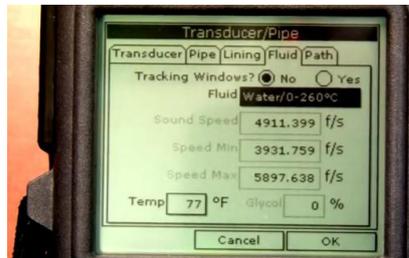
Figura 2. 18. TransPort® PT878GC Tubería (Fuente: Aimacaña, 2016)

- Introducir los parámetros de revestimiento de la tubería: Lining, none.  
Figura 2.19.



**Figura 2. 19. TransPort® PT878GC revestimiento (Fuente: Aimacaña, 2016)**

- Introducir los parámetros del fluido: Fluid, gases producto de la combustión.  
Figura 2.20.



**Figura 2. 20. TransPort® PT878GC Fluido (Fuente: Aimacaña, 2016)**

- Introducir los parámetros del camino de la señal: Path, Figura 2.21.



**Figura 2. 21. TransPort® PT878GC, Path (Fuente: Aimacaña, 2016)**

- Colocar los transductores, abrazaderas en la chimenea y leer la información del instrumento. Figura 2.22.



Figura 2. 22. TransPort® PT878GC en la chimenea (Fuente: Aimacaña, 2016)

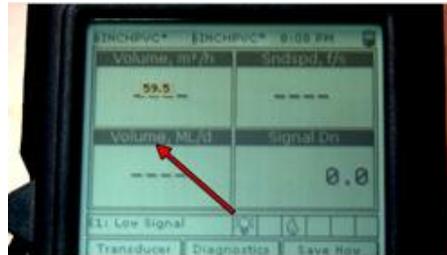


Figura 2. 23. Lecturas de flujo volumétrico (Fuente: Aimacaña, 2016)

Los resultados de las mediciones se observan en la tabla siguiente:

Tabla 2. 12. Flujo volumétrico de los gases producto de la combustión

Temperatura K	Flujo volumétrico $V \left( \frac{l}{s} \right)$	Flujo volumétrico $V \left( \frac{m^3}{s} \right)$
402	850	0,85
403	810	0,81
406	760	0,76
407	720	0,72
408	770	0,77

Fuente: Aimacaña, 2016

### 2.10.3 Técnica experimental para temperaturas.

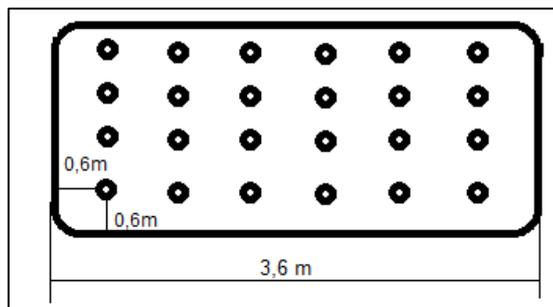


Figura 2. 24. Temperaturas superficiales en el tanquero de asfalto (Fuente: Aimacaña, 2016)

En el exterior del tanquero contenedor de asfalto se mide la temperatura mediante el termómetro infrarrojo Fluke 62 Max como se muestra en la figura 2.20.

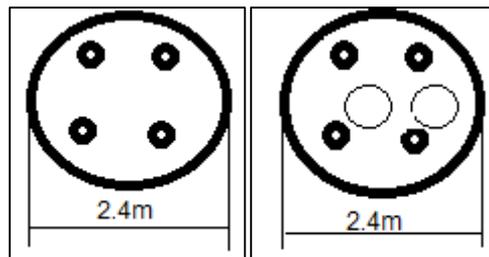
El experimento genera la tabla siguiente de resultados:

**Tabla 2. 13. Temperaturas superficiales en el taquero de asfalto**

<b>Contorno del tanquero Temperatura °C</b>					
21,3	21,5	21,9	20,8	20,3	21,3
23,5	22,8	22,5	22,9	23,1	24,2
22,3	23	23,2	23,5	23,9	23,8
22,5	24,3	25,1	23,4	25,8	24,9
<b>Promedio: 22,7°C; 295K.</b>					

Fuente: Aimacaña, 2016

La temperatura en las tapas delantera y trasera del tanquero contenedor de asfalto:



**Figura 2. 25. Temperaturas en las tapas trasera y delantera del tanquero de asfalto. (Fuente: Aimacaña, 2016)**

**Tabla 2. 14. Temperaturas trasera y delantera del tanquero de asfalto**

<b>Tapa trasera °C</b>		<b>Tapa delantera °C</b>	
24,6	25,2	30,1	29,7
23,4	25,3	31,2	28,8
<b>Promedio: 24,6°C; 297K</b>		<b>Promedio: 29,95°C; 303K</b>	

Fuente: Aimacaña, 2016

La temperatura en Latacunga está entre 21 – 9°C y el promedio de temperatura del aire alrededor del asfalto es de 15°C, 288 K; según INAMI, 2015.

El instrumento Testo 327 permite medir temperaturas de los gases producto de la combustión mediante una sonda y los resultados se muestran en la tabla siguiente:

**Tabla 2. 15. Temperatura final e inicial de los gases producto de la combustión**

<b>Temperatura de los gases producto de la combustión</b>	
<b>Temperatura f</b>	<b>Temperatura i</b>
<b>K</b>	<b>K</b>
402	789
403	791
406	792
407	805
408	793

**Fuente: Aimacaña, 2016**

#### **2.10.4 Técnica experimental para encontrar el poder calorífico del diésel**

El procedimiento para la obtención del poder calorífico del diésel que alimenta al quemador del distribuidor de asfalto modelo Rosco con el calorímetro Parr 1341 es el siguiente:

- Preparar los materiales necesarios para la puesta en marcha del calorímetro.

Figura 2.26.



**Figura 2. 26. Calorímetro Parr 1341 accesorios (Fuente: Aimacaña, 2016)**

- Llenar el cubo calorimétrico, tarar el cubo seco; añadir 2000 gramos de agua destilada a temperatura ambiente. Figura 2.27.



**Figura 2. 27. Calorímetro Parr 1341 llenar el calorímetro (Fuente: Aimacaña, 2016)**

- Ajustar el balde del calorímetro y bajar parcialmente la bomba en el agua. Figura 2.28.



**Figura 2. 28. Calorímetro Parr 1341 ajustar el balde (Fuente: Aimacaña, 2016)**

- Medir 10 centímetros de cable de fusible utilizado para el proceso de combustión.
- Medir la muestra de diésel filtrado 1 gramo. Figura 2.29.



**Figura 2. 29. Calorímetro Parr 1341 medir 1 gramo de diésel (Fuente: Aimacaña, 2016)**

- Conectar la cápsula, ubicar el tanque de oxígeno y llenarlo a 25 bares de presión.
- Conectar el agitador por 5 minutos hasta colocar en equilibrio antes de realizar la prueba. Figura 2.30.



**Figura 2. 30. Calorímetro Parr 1341 verificar el equilibrio (Fuente: Aimacaña, 2016)**

- Registrar la temperatura en intervalos de 0,5 minutos, disparar la bomba a partir del sexto minuto.

- Recoger la temperatura de cocción del diésel que alimenta al quemador del distribuidor de asfalto modelo Rosco que irá aumentando hasta estabilizarse al final como se muestra en la tabla siguiente:

**Tabla 2. 16. Temperatura de cocción del diésel**

<b>Tiempo (min)</b>	<b>Temperatura (°C)</b>
0,5	26,107
1	26,09
1,5	26,079
2	26,07
2,5	26,06
3	26,054
3,5	25,043
4	26,037
4,5	26,03
5	26,023

**Fuente: Aimacaña, 2016**

- Detener el motor, retirar la tapa y la cinta del calorímetro. Figura 2.31.



**Figura 2. 31. Calorímetro Parr 1341. Desarmar la bomba (Fuente: Aimacaña, 2016)**

### **2.10.5 Técnica experimental para encontrar el consumo de diésel en el quemador**

De acuerdo al experimento realizado a partir del volumen del tanque de diésel que alimenta al quemador y la altura de combustible al inicio del proceso a una temperatura de asfalto de 293K y una altura de 1,2 metros de combustible y al final del trabajo con una temperatura de asfalto de aspersión de 373K y 0,21 metros de combustible.

El tiempo que tarda el distribuidor de asfalto modelo Rosco es de 2 horas y 20 minutos.

### 2.10.6 Algoritmo de cálculo del consumo experimental de diésel en el quemador

El proceso de cálculo es el siguiente:

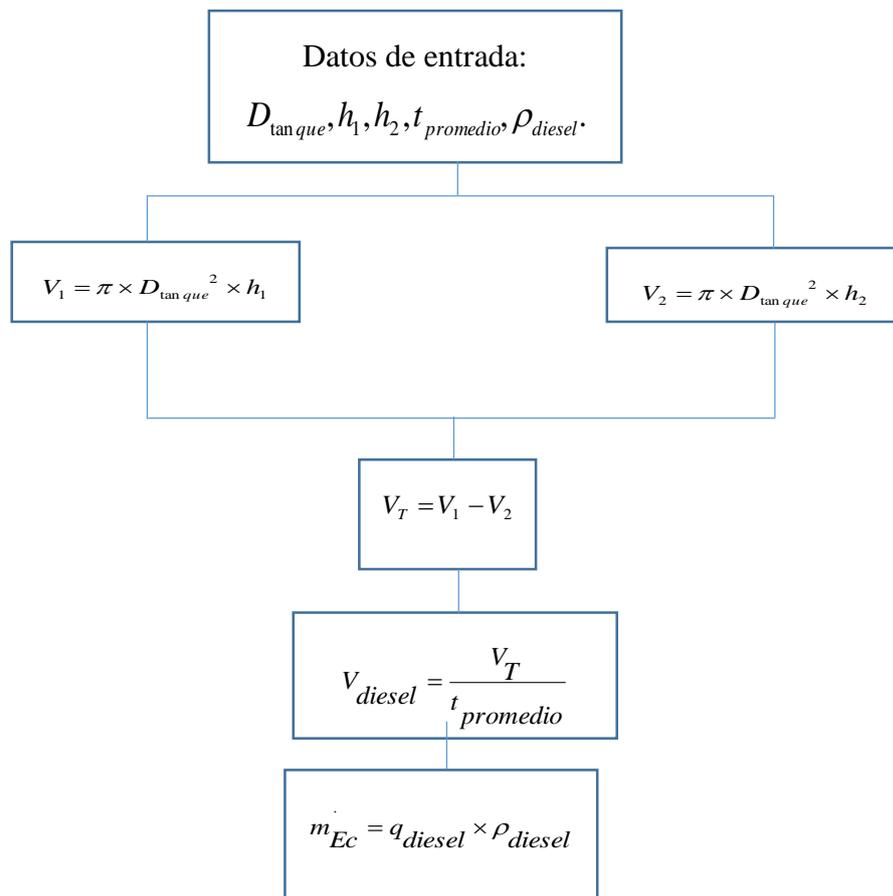


Figura 2. 32. Algoritmo de cálculo del consumo experimental de diésel (Fuente: Aimacaña, 2016)

### 2.11 Algoritmo de cálculo del consumo teórico de diésel en el quemador

Análisis de los resultados en el cálculo del consumo de combustible en el distribuidor de asfalto modelo rosco es el siguiente:

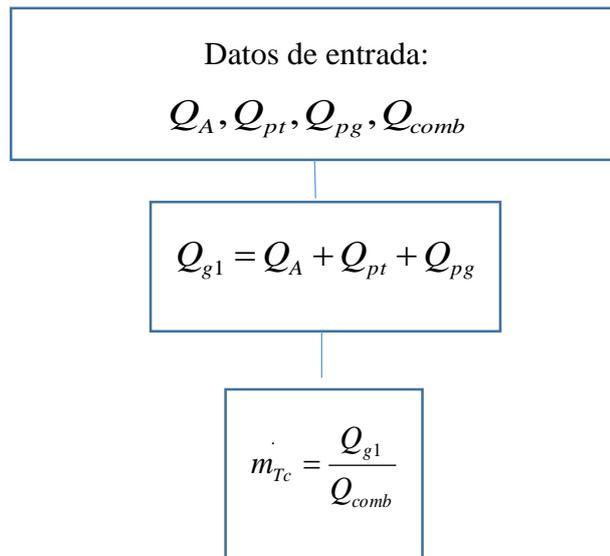


Figura 2. 33. Algoritmo de cálculo del consumo de diésel en el quemador (Fuente: Aimacaña, 2016)

### 2.12 Algoritmo de cálculo para la eficiencia sistema actual

Los resultados obtenidos del calor  $Q_{g1}$ , es decir el calor gastado en el proceso de calentamiento en distribuidores de asfalto en relación con el calor utilizado para calentar el asfalto  $Q_A$ , permite evaluar el proceso en relación a su eficiencia de acuerdo al siguiente algoritmo:

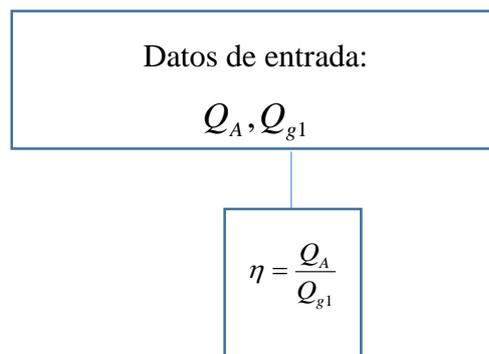


Figura 2. 34. Algoritmo para el cálculo de la eficiencia del sistema actual (Fuente: Aimacaña, 2016)

### 2.13 Algoritmo de cálculo del tiempo de recuperación de la inversión (TRI)

A partir del flujo másico del combustible en el sistema actual y el sistema propuesto; el tiempo de calentamiento de asfalto en el sistema a siguiente actual y el sistema propuesto, el costo de diésel y su densidad así como la inversión inicial permiten

aplicar el siguiente algoritmo de cálculo para calcular el Tiempo de Recuperación de la Inversión (TRI).

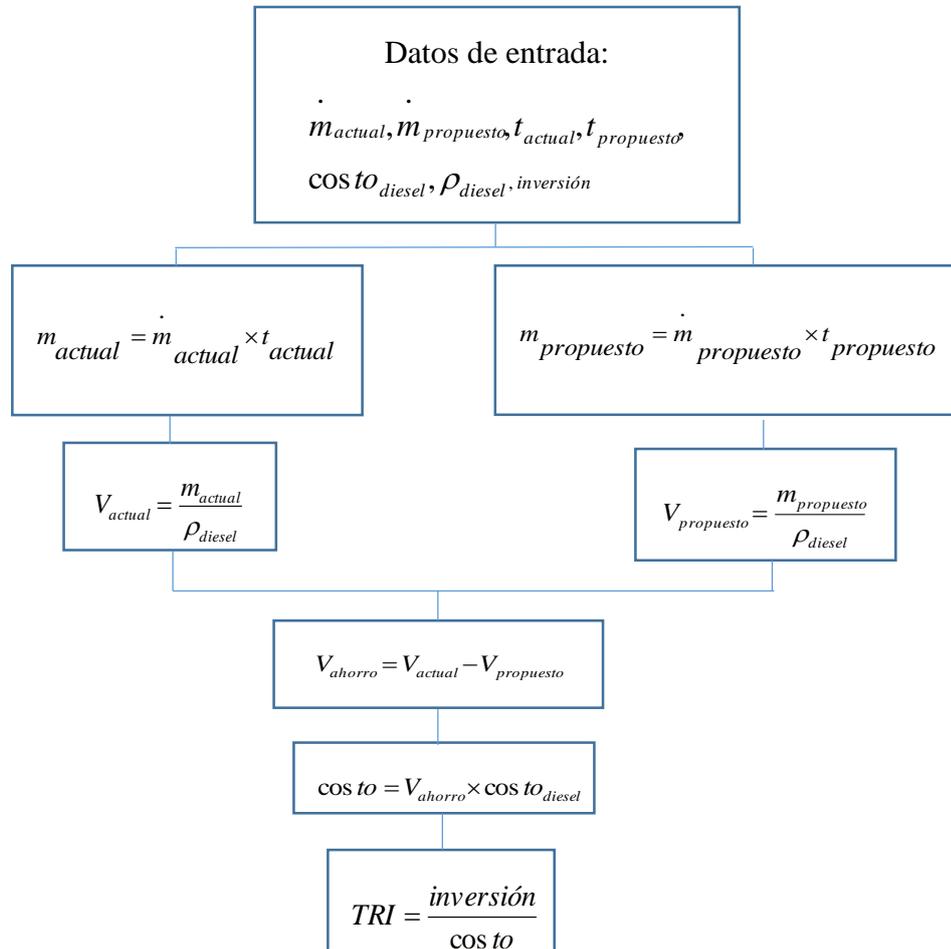


Figura 2. 35. Algoritmo de cálculo de TRI, (Fuente: Aimacaña, 2016)

## 2.14 Conclusiones del capítulo 2

- Se estableció el procedimiento de cálculo que permite determinar: los flujos másicos tanto de asfalto como de los gases producto de la combustión, las capacidades caloríficas del asfalto y de gases producto de la combustión, la densidad de los gases producto de la combustión, el calor absorbido por el asfalto, el calor por pérdidas mediante los gases producto de la combustión, el calor por pérdidas de transferencia al exterior, el calor disponible generado por la combustión de diésel, en el proceso de calentamiento en distribuidores de asfalto modelo Rosco.

- El diseño experimental permitió mediante instrumentación; analizar, procesar los resultados obtenidos y efectuar cinco corridas experimentales; resultando que el calor aprovechado en el proceso de calentamiento en distribuidores de asfalto modelo Rosco es bajo.
- La pérdidas de calor en el proceso de calentamiento en distribuidores de asfalto modelo Rosco se ven reflejadas en la temperatura y concentración de los gases producto de la combustión que son expulsados por la chimenea, se determinó mediante cinco corridas experimentales con un tiempo de duración de 28 días.

## CAPÍTULO 3

### 3. RESULTADOS EXPERIMENTALES Y OBTENCIÓN DE LOS PARÁMETROS DE TRABAJO DEL PROCESO DE CALENTAMIENTO EN DISTRIBUIDORES DE ASFALTO

El procedimiento de cálculo planteado en el capítulo anterior exige el desarrollo de experimentos y la utilización de instrumentación para obtener capacidades caloríficas, flujos másicos, temperaturas iniciales y finales; y el poder calorífico de diésel para el proceso de calentamiento en distribuidores de asfalto. Los resultados experimentales permiten además, del análisis del comportamiento del calor disponible y el calor utilizado en el proceso de calentamiento en distribuidores de asfalto, la propuesta de acciones para incrementar la eficiencia con la finalidad de reducir el consumo energético y disminuir las pérdidas por los gases producto de la combustión.

Los objetivos del capítulo son obtener los flujos másicos, temperaturas, capacidades caloríficas tanto del asfalto como de los gases producto de la combustión y el poder calorífico del diésel, además de evaluar el comportamiento de los principales parámetros de trabajo del proceso a partir de los resultados experimentales obtenidos.

#### 3.1 Resultados del calor absorbido por el asfalto

Los resultados del algoritmo de la figura 2.2 para el cálculo del calor absorbido por el asfalto se muestra en las tablas siguientes:

Tabla 3. 1. Flujo másico del asfalto

V (m3)	$\rho_A$ (kg/m <sup>3</sup> )	$m_A$ (kg)	t (seg)	$\dot{m}_A$ (kg/s)
1,5	990	1485	8100	0,1833
1,5	990	1485	7500	0,1980
1,5	990	1485	7140	0,2080
1,5	990	1485	8580	0,1731
1,5	990	1485	8280	0,1793

Fuente: Aimacaña, 2016

**Tabla 3. 2. Capacidad calorífica del asfalto**

<b><math>Cp_A</math> (kJ/kg K)</b>											
K	%C	$Cp_C$	%H2	$Cp_{H2}$	%N2	$Cp_{N2}$	%S	$Cp_S$	%O2	$Cp_{O2}$	$Cp_A$
373	0,7800	0,9215	0,11	14,4530	0,01	1,0434	0,05	0,7080	0,05	0,9350	2,4012
375	0,7800	0,9268	0,11	14,4550	0,01	1,0435	0,05	0,7080	0,05	0,9355	2,4056
377	0,7800	0,9322	0,11	14,4570	0,01	1,0436	0,05	0,7080	0,05	0,9360	2,4100
379	0,7800	0,9376	0,11	14,4590	0,01	1,0437	0,05	0,7080	0,05	0,9365	2,4145
381	0,7800	0,9430	0,11	14,4610	0,01	1,0439	0,05	0,7080	0,05	0,9371	2,4189

Fuente: *Aimacaña, 2016*

**Tabla 3. 3. Calor absorbido por el asfalto.**

<b>Calor del asfalto (KW)</b>						
$Tf_A$ (K)	$Ti_A$ (K)	$\Delta T_A$ (K)	$m_A$ (kg/s)	$Cp_A$ (kJ/kg K)	$Q_A$ (KW)	
373	293	80	0,1833	2,4012	35,2170	
375	294	81	0,1980	2,4056	38,5810	
377	295	82	0,2080	2,4100	41,1022	
379	296	83	0,1731	2,4145	34,6848	
381	297	84	0,1793	2,4189	36,4414	
PROMEDIO					37,2053	

Fuente: *Aimacaña, 2016*

### 3.2 Resultados del calor por pérdidas mediante los gases de combustión.

Los resultados del algoritmo de la figura 2.3 se muestran en las tablas siguientes:

**Tabla 3. 4. Capacidad calorífica de los gases producto de la combustión**

<b><math>Cp_g</math> de los gases (kJ/kg K)</b>									
K	$N_2$	$Cp_{N_2}$	$O_2$	$Cp_{O_2}$	$CO_2$	$Cp_{CO_2}$	CO	$Cp_{CO}$	$Cp_g$
402	0,805	1,0452	0,062	0,9432	0,121	0,94356	0,012	1,04924	1,0266
403	0,796	1,0453	0,059	0,9438	0,132	0,94434	0,013	1,04936	1,0260
406	0,777	1,0456	0,078	0,9456	0,135	0,94668	0,01	1,04972	1,0245
407	0,782	1,0457	0,083	0,9462	0,13	0,94746	0,005	1,04984	1,0247
408	0,792	1,0458	0,072	0,9468	0,128	0,94824	0,008	1,04996	1,0262

Fuente: *Aimacaña, 2016*

**Tabla 3. 5. Densidad de los gases producto de la combustión**

<b>Densidad (kg/m<sup>3</sup>)</b>									
K	$N_2$	$\rho_{N_2}$	$O_2$	$\rho_{O_2}$	$CO_2$	$\rho_{CO_2}$	CO	$\rho_{CO}$	$\rho_g$
402	0,805	0,8387	0,062	0,9577	0,121	1,3198	0,012	0,8383	0,9043
403	0,796	0,8368	0,059	0,9556	0,132	1,3178	0,013	0,8364	0,9073
406	0,777	0,8312	0,078	0,9492	0,135	1,308	0,01	0,8308	0,9048
407	0,782	0,8293	0,083	0,947	0,13	1,305	0,005	0,8289	0,9009
408	0,792	0,8274	0,072	0,9449	0,128	1,3021	0,008	0,827	0,8966

Fuente: *Aimacaña, 2016*

**Tabla 3. 6. Flujo másico de los gases producto de la combustión**

<b>Flujo másico (kg/s)</b>			
<b>K</b>	<b>V m<sup>3</sup>/s</b>	<b><math>\rho_g</math> kg/m<sup>3</sup></b>	<b><math>\dot{m}_g</math> kg/s</b>
402	0,28	0,9043	0,7686
403	0,29	0,9073	0,7349
406	0,27	0,9048	0,6876
407	0,31	0,9009	0,6487
408	0,29	0,8966	0,6904

Fuente: Aimacaña, 2016

**Tabla 3. 7. Calor de pérdida por los gases producto de la combustión**

<b>Calor de pérdida de los gases KW</b>					
<b>Tf<sub>g</sub> (K)</b>	<b>Ti<sub>g</sub> (K)</b>	<b><math>\Delta T_g</math> (K)</b>	<b><math>\dot{m}_g</math> (kg/s)</b>	<b>Cp<sub>g</sub> (kJ/kg K)</b>	<b>Q<sub>g</sub> (KW)</b>
402	789	387	0,7686	1,0266	100,5975
403	791	388	0,7349	1,0260	104,7471
406	792	386	0,6876	1,0245	96,6039
407	805	398	0,6487	1,0247	113,8985
408	793	385	0,6904	1,0262	102,7320
PROMEDIO					103,7158

Fuente: Aimacaña, 2016

### 3.3 Resultados calor perdido por transferencia al exterior (convección)

Los resultados del algoritmo de cálculo de la figura 2.4 se muestran en las tablas siguientes:

Las áreas de transferencia de calor por convección se dividen en tres así:

**Tabla 3. 8. Áreas del tanquero contenedor de asfalto**

<b>Áreas del tanquero (m<sup>2</sup>)</b>	
A1	27,143
A2	4,524
A3	4,459

Fuente: Aimacaña, 2016

Los promedios de temperaturas en las diferentes áreas de transferencia de calor por convección a lo largo del tanquero contenedor de asfalto.

**Tabla 3. 9. Datos del proceso de transferencia por convección**

$T_{S1}$ (K)	$T_{S2}$ (K)	$T_{S3}$ (K)	$T_{aire}$ (K)	$V_{aire}$ (m/s)	$D$ (m)	$Tb_1$ (K)	$Tb_2$ (K)	$Tb_3$ (K)
295	297	303	288	5,278	2,4	291,5	292,5	295,5

Fuente: Aimacaña, 2016

Con las temperaturas promedio  $Tb$ , de las diferentes áreas consideradas para la experimentación alrededor del tanquero contenedor de asfalto permiten interpolar las propiedades termofísicas del aire a presión atmosférica consideradas en tablas, resultados que se observan en la tabla siguiente:

**Tabla 3. 10. Propiedades termofísicas del aire**

<b>Propiedades termofísicas del aire a presión atmosférica</b>			
<b>Tb</b>	<b>v</b>	<b>Pr</b>	<b>k</b>
291,5	15,1335	0,70921	0,0257
292,5	15,2225	0,70895	0,0257
295,5	15,4895	0,70817	0,02594

Fuente: Incropera, 2013

**Tabla 3. 11. Resultados de los números adimensionales**

<b>Re</b>	<b>Nusselt</b>	<b>h</b>
836995,19	1062,3856	11,376379
832101,6	1057,0634	11,319387
817758,27	1041,4469	11,256305

Fuente: Aimacaña, 2016

El calor perdido por transferencia (convección), se presenta en la siguiente tabla dividido por áreas para al final mostrar la suma del calor total perdido por convección en el proceso.

**Tabla 3. 12. Calor perdido por transferencia**

<b>Calor perdido por transferencia al exterior (KW)</b>			
<b>Qp1 (W)</b>	<b>Qp2 (W)</b>	<b>Qp3 (W)</b>	<b>Qpt (KW)</b>
2161,55714	460,870388	752,885601	3,375

Fuente: Aimacaña, 2016

### 3.4 Resultados del calor disponible por la combustión de diésel

Para calcular el poder calorífico se hace referencia a la tabla 2.16 y se aplican las fórmulas 2.17 – 2.21; según (Parr, 2014).

En la prueba realizada con el calorímetro Parr 1341 genera un proceso de cálculo para el poder calorífico.

$$t = tc - ta - r_1(b - a) - r_2(c - b) \quad \text{ecuación (2.17)}$$

$$t = 30,398 - 26,023 - (-0,017)(6,5 - 5) - 0,028(9 - 6,5)$$

$$t = 4,3305^\circ\text{C}$$

$$e_1 = \frac{c_1}{1000} = \frac{23900}{1000} \quad \text{ecuación (2.18)}$$

$$e_1 = 23,9\text{cal}$$

$$e_2 = 13,7 \times c_2 \times m = 13,7 \times 1,02 \times 1,02 \quad \text{ecuación (2.19)}$$

$$e_2 = 13,974\text{cal}$$

$$e_3 = 2,3 \times c_3 = 2,3 \times 9,15 \quad \text{ecuación (2.20)}$$

$$e_3 = 21,045\text{cal}$$

$$Q_{st} = \frac{t \times W - e_1 - e_2 - e_3}{m} \quad \text{ecuación (2.21)}$$

$$Q_{st} = \frac{4,3305 \times 2426 - 23,9 - 13,974 - 21,045}{1,02}$$

$$Q_{st} = 10242,0333 \frac{\text{cal}}{\text{gr}} = 42881,3452 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Sabiendo que el porcentaje de hidrógeno del combustible es 11% y el porcentaje de humedad es 1,5% (Torrella, 2014) se calcula el calor disponible mediante la ecuación 2.22.

$$Q_{it} = Q_{st} - 2500 * \left[ \left( \frac{9Ht}{100} \right) + \left( \frac{Wt}{100} \right) \right] \quad \text{ecuación (2.22)}$$

$$Q_{it} = 42881,3452 - 2500 * \left[ \left( \frac{9*11}{100} \right) + \left( \frac{1,5}{100} \right) \right]$$

$$Q_{it} = 40368,8452 \text{ kJ/kg}$$

El calor disponible por la combustión de diésel en el quemador es de  $Q_{comb} =$

$$Q_{it} = 40368,8452 \text{ kJ/kg.}$$

### 3.5 Consumo teórico de diésel en el quemador.

Aplicando el algoritmo de cálculo de la figura 2.33 para el consumo teórico de diésel por parte del quemador se obtienen los siguientes resultados mostrados en las tablas a continuación:

**Tabla 3. 13. Flujo másico de combustible**

$Q_{asf}$ (KW)	$Q_{pt}$ (KW)	$Q_{pg}$ (KW)	$Q_{g1}$ (KW)	$Q_{comb}$ (kJ/kg)	$\dot{m}_{Tc}$ ( $\frac{kg}{s}$ )
37,2053	3,375	272,8212	313,402	40368,8452	0,00776346

Fuente: Aimacaña, 2016

El calor utilizado en el proceso de calentamiento en distribuidores de asfalto es de  $Q_{g1} = 313,402 \text{ kW}$  en promedio y el consumo teórico de diésel en el quemador es de  $\dot{m}_{Tc} = 7,763 \times 10^{-3} \frac{kg}{s}$ .

### 3.6 Consumo experimental de diésel en el quemador

Según el algoritmo de cálculo mostrado en la figura 2.32 se obtienen los resultados mostrados en las tablas a continuación:

Según Valencia, 2013 la densidad del diésel a 293 K, es de  $875 \frac{kg}{m^3}$ .

**Tabla 3. 14. Consumo experimental de diésel en relación a las alturas**

$h_1$ (m)	$h_2$ (m)	$t$ promedio (s)
1,2	0,21	7920

Fuente: Aimacaña, 2016

**Tabla 3. 15. Flujo másico de diésel**

$V_1$ (m <sup>3</sup> )	$V_2$ (m <sup>3</sup> )	$Vt$ (m <sup>3</sup> )	$V$ (m <sup>3</sup> /s)	$\dot{m}_{Ec}$ (kg/s)
0,085	0,015	0,07	8,836E-06	0,00773402

Fuente: Aimacaña, 2016

Dando como resultado el consumo experimental de diésel en el quemador  $\dot{m}_{Ec} = 7,734 \times 10^{-3} \frac{kg}{s}$ .

### 3.7 Eficiencia del sistema actual

De acuerdo al algoritmo de cálculo de la figura 2.34 los resultados se muestran en las tablas siguientes:

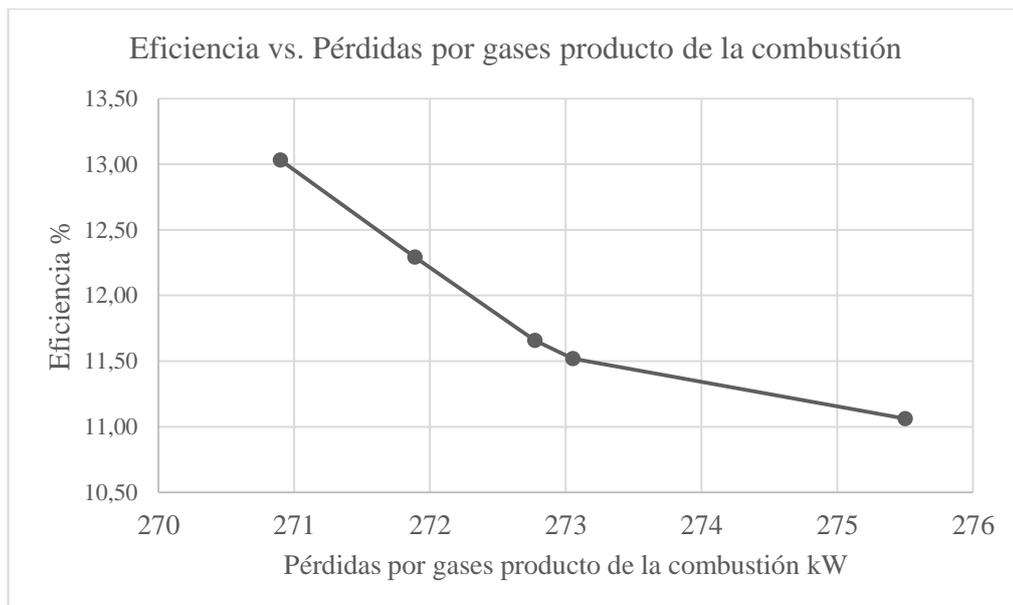
Cabe mencionar que se presentan los valores promedio, tanto del calor del asfalto  $Q_A$  como del calor gastado en el proceso  $Q_{g1}$ .

**Tabla 3. 16. Eficiencia del proceso actual**

$Q_A$ (KW)	$Q_{g1}$ (KW)	$\eta$ (%)
37,2053	313,4018	11,87

Fuente: Aimacaña, 2016

En el proceso de calentamiento en distribuidores de asfalto el calor utilizado para llevar al asfalto desde una temperatura inicial hacia una temperatura final de trabajo en relación al calor por pérdidas por los gases producto de la combustión y las pérdidas por transferencia de calor al exterior, muestran una eficiencia promedio de 11,87%, con las mayores pérdidas por parte de los gases producto de la combustión que salen por la chimenea a altas temperaturas, es posible analizar este fenómeno mediante gráficas que muestran el calor por pérdidas por los gases producto de la combustión en relación a la eficiencia. Figura 3.1.



**Figura 3. 1. Eficiencia vs. Pérdidas por gases producto de la combustión (Fuente: Aimacaña, 2016)**

En la figura 3.2 se expone el comportamiento de las pérdidas de calor por transferencia al exterior (convección) en función de la eficiencia del proceso, es posible concluir que la eficiencia no se ve afectada por las pérdidas por transferencia.

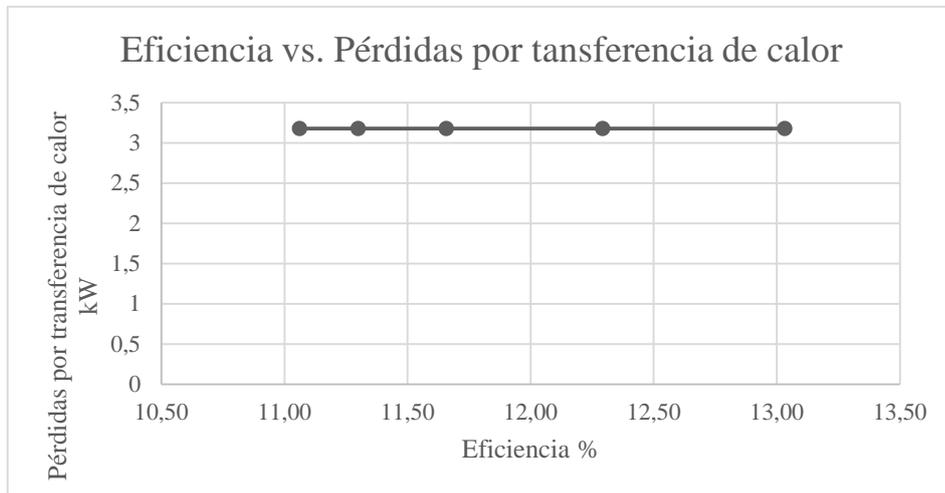


Figura 3. 2. Eficiencia vs. Pérdidas por transferencia de calor (Fuente: Aimacaña, 2016)

### 3.8 Eficiencia del sistema actual con relación a $m_{EC}$ (kg/s)

La figura 3.3 muestra el flujo másico de combustible (diésel) consumido durante el calentamiento en el distribuidor de asfalto modelo Rosco del MTOP de Cotopaxi y las pérdidas por los gases producto de la combustión, mientras más son las pérdidas también aumenta el consumo de diésel.

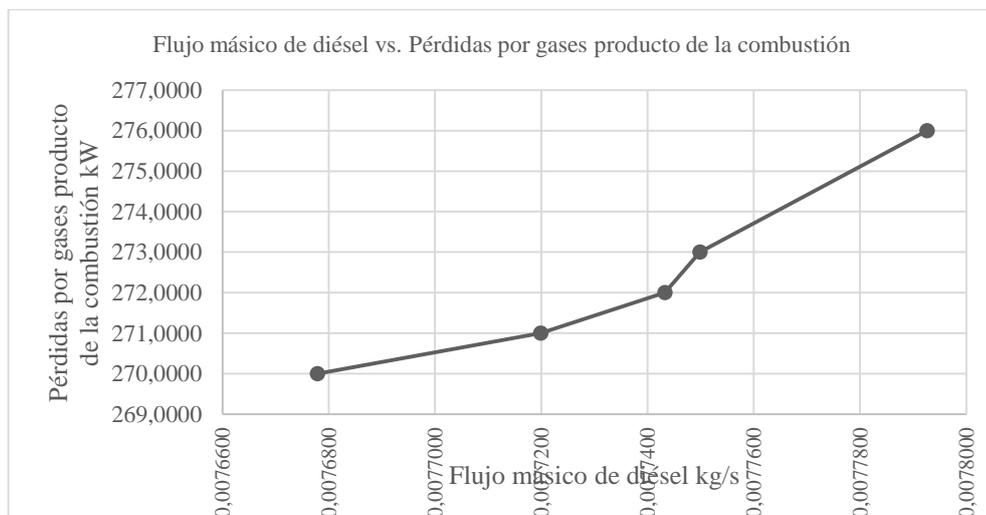
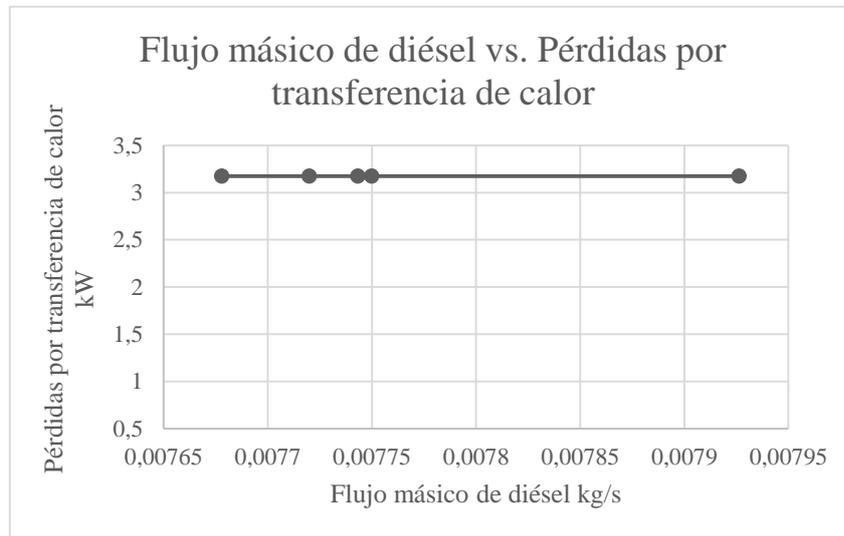


Figura 3. 3. Flujo másico de combustible versus pérdidas por gases producto de la combustión (Fuente: Aimacaña, 2016)

En la figura 3.4 se expone el comportamiento del flujo másico de combustible en función de las pérdidas por transferencia de calor por convección al exterior, los resultados obtenidos muestran que el consumo de diésel no se ve afectado por las pérdidas por transferencia por convección, debido a que permanece constante.



**Figura 3. 4. Flujo másico de diésel versus Pérdidas por transferencia de calor por convección (Fuente: Aimacaña, 2016)**

### 3.9 Conclusiones del capítulo 3

- Se obtuvieron los flujos másicos del asfalto 0,1883kg/s, de los gases producto de la combustión 0,6873 kg/s; capacidades caloríficas del asfalto 2,4112KJ/kg K como de los gases producto de la combustión 1,026KJ/kg K y el poder calorífico del diésel 403688KJ/kg. Los algoritmos de cálculo para los flujos de calor en el asfalto 37,2015KW, en los gases producto de la combustión 272,8212KW y las pérdidas por convección 3,375KW, en esta investigación permitieron establecer consumos de combustible teórico  $7,763 \times 10^{-3}$ .
- El comportamiento de la eficiencia disminuye con el incremento de las pérdidas y con la reducción del consumo de combustible. El valor máximo alcanzado es de 13,03% con pérdidas de 270 KW. Los valores promedio son de 11,87% con pérdidas de 272 KW.

## CAPÍTULO 4

### 4. PROPUESTA DE UN SISTEMA DE INTERCAMBIO TÉRMICO PARA EL CALENTAMIENTO DE ASFALTO

El diseño de un intercambiador de calor requiere la aplicación de los principios de la transferencia de calor con la finalidad de cubrir una necesidad de ingeniería, (Holman 2009); en este caso mejorar la eficiencia en el proceso de calentamiento en distribuidores de asfalto, buscando obtener ahorro energético y económico.

El capítulo 4 hace una propuesta dirigida a mejorar la eficiencia del proceso de calentamiento en distribuidores de asfalto modelo Rosco del MTOP de Cotopaxi, diseñando un nuevo intercambiador de calor que disminuya las pérdidas de calor por los gases producto de la combustión.

Como objetivos se pretenden primero instaurar un proceso de cálculo el intercambio térmico propuesto para mejorar la eficiencia y segundo realizar una valoración económica asociada al proceso de calentamiento de asfalto a partir del cambio de intercambiador de calor y como beneficiará al MTOP de Cotopaxi.

#### 4.1 Cálculo del área actual del intercambiador de calor

El análisis del algoritmo de cálculo de la Figura 2.5 permite obtener el área actual de transferencia de calor en el intercambiador de calor del proceso actual y los resultados se encuentran en la tabla siguiente:

**Tabla 4. 1. Área actual de transferencia de calor en el intercambiador**

<b>Qg1 (J/s)</b>	<b><math>\Delta T_{lm}</math> K</b>	<b>U (W/m<sup>2</sup>K)</b>	<b>A (m<sup>2</sup>)</b>
144296	229,217824	150	4,197
144296	229,217824	150	4,197
144296	230,521621	150	4,173
144296	234,216565	150	4,107
144296	229,509396	150	4,191
Promedio			4,173

**Fuente: Aimacaña, 2016**

Al contar con un área 4,173m<sup>2</sup> promedio para transferencia de calor en el proceso de calentamiento en distribuidores de asfalto, muestra el potencial para aumentar el área del intercambiador de calor al contar con espacio suficiente en el contenedor de asfalto, con el objetivo de disminuir las pérdidas por medio de los gases producto de la combustión y por ende el consumo de combustible.

#### 4.2 Resultados del calor absorbido por el asfalto

Según el algoritmo de la figura 2.2 para el cálculo del calor absorbido por el asfalto utilizado también para la propuesta presenta los resultados siguientes:

**Tabla 4. 2. Flujo másico del asfalto propuesta**

V (m3)	$\rho_A$ (kg/m <sup>3</sup> )	$m_A$ (kg)	t (seg)	$\dot{m}_A$ (kg/s)
1,5	990	1485	4500	0,3300
1,5	990	1485	4680	0,3173
1,5	990	1485	4560	0,3257
1,5	990	1485	4480	0,3315
1,5	990	1485	4740	0,3133

Fuente: Aimacaña, 2016

La diferencia de tiempo en el calentamiento de asfalto entre el sistema actual y el sistema propuesto es de alrededor de 4000 segundos, es decir una hora, haciendo que el flujo másico de asfalto aumente.

**Tabla 4. 3. Capacidad calorífica del asfalto propuesta**

K	%C	$Cp_C$	%H2	$Cp_{H2}$	$Cp_A$ (kJ/kg K)						
					%N2	$Cp_{N2}$	%S	$Cp_S$	%O2	$Cp_{O2}$	$Cp_A$
373	0,7800	0,9268	0,11	14,4550	0,01	1,0435	0,05	0,7080	0,05	0,9355	2,4056
375	0,7800	0,9322	0,11	14,4570	0,01	1,0436	0,05	0,7080	0,05	0,9360	2,4100
377	0,7800	0,9242	0,11	14,4540	0,01	1,0434	0,05	0,7080	0,05	0,9352	2,4034
379	0,7800	0,9349	0,11	14,4580	0,01	1,0437	0,05	0,7080	0,05	0,9363	2,4123
381	0,7800	0,9295	0,11	14,4560	0,01	1,0436	0,05	0,7080	0,05	0,9358	2,4078

Fuente: Aimacaña, 2016

**Tabla 4. 4. Calor absorbido por el asfalto propuesta**

Calor del asfalto (KW)						
Tf <sub>A</sub> (K)	Ti <sub>A</sub> (K)	$\Delta T_A$ (K)	$\dot{m}_A$ (kg/s)	$Cp_A$ (kJ/kg K)	$Q_A$ (KW)	
374	293	81	0,3300	2,4056	64,3016	
375	295	80	0,3173	2,4100	61,1778	
376	297	79	0,3257	2,4034	61,8317	
377	294	83	0,3315	2,4123	66,3666	
378	295	83	0,3133	2,4078	62,6108	
PROMEDIO					63,257	

Fuente: Aimacaña, 2016

### 4.3 Resultados del calor por pérdidas mediante los gases producto de la combustión

El algoritmo de la figura 2.3 indica el proceso de cálculo de calor de los gases producto de la combustión, los resultados obtenidos de este proceso para la propuesta se presentan en las siguientes tablas:

Es posible observar que la temperatura final de los gases producto de la combustión es más baja para la propuesta 390K debido a que el área de transferencia de calor es más grande.

**Tabla 4. 5. Capacidad calorífica de los gases producto de la combustión de la propuesta.**

<b><math>Cp_g</math> de los gases (kJ/kg K)</b>									
<b>K</b>	<b><math>N_2</math></b>	<b><math>Cp_{N_2}</math></b>	<b><math>O_2</math></b>	<b><math>Cp_{O_2}</math></b>	<b><math>CO_2</math></b>	<b><math>Cp_{CO_2}</math></b>	<b><math>CO</math></b>	<b><math>Cp_{CO}</math></b>	<b><math>Cp_g</math></b>
390	0,800	1,044	0,061	0,939	0,130	0,934	0,009	1,048	1,024
392	0,795	1,045	0,063	0,940	0,129	0,936	0,013	1,048	1,024
393	0,793	1,045	0,075	0,940	0,121	0,936	0,011	1,048	1,024
395	0,780	1,045	0,078	0,941	0,132	0,938	0,010	1,049	1,023
396	0,778	1,045	0,082	0,941	0,128	0,939	0,012	1,049	1,023

Fuente: Aimacaña, 2016

Asimismo la concentración de los gases producto de la combustión es más baja en la propuesta, dando como resultado el aumento de la densidad  $1,001\text{kg/m}^3$ , que se observa en la tabla siguiente:

**Tabla 4. 6. Densidad de los gases producto de la combustión propuesta**

<b>Densidad (kg/m<sup>3</sup>)</b>									
<b>K</b>	<b><math>N_2</math></b>	<b><math>\rho_{N_2}</math></b>	<b><math>O_2</math></b>	<b><math>\rho_{O_2}</math></b>	<b><math>CO_2</math></b>	<b><math>\rho_{CO_2}</math></b>	<b><math>CO</math></b>	<b><math>\rho_{CO}</math></b>	<b><math>\rho_g</math></b>
390	0,800	0,939	0,061	1,072	0,130	1,361	0,009	0,864	1,001
392	0,795	0,943	0,063	1,078	0,129	1,368	0,013	0,869	1,006
393	0,793	0,946	0,075	1,081	0,121	1,371	0,011	0,871	1,007
395	0,780	0,951	0,078	1,086	0,132	1,379	0,010	0,875	1,017
396	0,778	0,953	0,082	1,089	0,128	1,382	0,012	0,878	1,018

Fuente: Aimacaña, 2016

**Tabla 4. 7. Flujo másico de los gases producto de la combustión propuesta**

<b>Flujo másico (kg/s)</b>				
<b>K</b>	<b><math>V</math> m<sup>3</sup>/s</b>	<b><math>\rho_g</math> kg/m<sup>3</sup></b>	<b><math>\dot{m}_g</math> kg/s</b>	
390	0,23	1,0009	0,2302	
392	0,21	1,0056	0,2112	
393	0,21	1,0065	0,2114	
395	0,22	1,0168	0,2237	
396	0,23	1,0181	0,2342	

Fuente: Aimacaña, 2016

El flujo volumétrico,  $V$  medido con el Flujómetro ultrasónico TransPort® PT878GC para la propuesta es más bajo  $0,23\text{m}^3/\text{s}$  que el flujo volumétrico en el sistema actual  $0,28\text{m}^3/\text{s}$ , debido a que la velocidad con que los gases producto de la combustión son expulsados por la chimenea disminuyen al atravesar por el aumento de área en el intercambiador de calor propuesto.

**Tabla 4. 8. Calor de pérdida por los gases producto de la combustión propuesta**

<b>Calor de perdida de los gases KW</b>					
<b><math>T_{f_g}</math> (K)</b>	<b><math>T_{i_g}</math> (K)</b>	<b><math>\Delta T_g</math> (K)</b>	<b><math>\dot{m}_g</math> (kg/s)</b>	<b><math>C_{p_g}</math> (kJ/kg K)</b>	<b><math>Q_g</math> (KW)</b>
390	788	398	0,2302	1,0237	93,7927
392	790	398	0,2112	1,0239	86,0582
393	793	400	0,2114	1,0237	86,5514
395	798	403	0,2237	1,0225	92,1842
396	801	405	0,2342	1,0227	96,9899
PROMEDIO					91,1153

Fuente: Aimacaña, 2016

El calor por pérdidas por los gases producto de la combustión disminuye en 67% de 272,821 KW a 91,11 KW dando como resultado una mejora en la eficiencia del proceso de calentamiento en distribuidores de asfalto.

#### **4.4 Resultados calor perdido por transferencia al exterior (convección)**

Siguiendo el algoritmo de la figura 2.4 para el cálculo del calor perdido por transferencia al exterior es posible aplicarlo a la propuesta y obtener los resultados presentados en las tablas a continuación:

Los promedios de temperaturas en las diferentes áreas de transferencia de calor por convección a lo largo del tanquero contenedor de asfalto se muestran en la tabla a continuación:

**Tabla 4. 9. Datos del proceso de transferencia por convección propuesta**

<b>Transferencia de calor por convección</b>								
<b><math>T_{S1}</math></b>	<b><math>T_{S2}</math></b>	<b><math>T_{S3}</math></b>	<b><math>T_{aire}</math></b>	<b><math>V_{aire}</math></b>	<b>D</b>	<b><math>Tb_1</math></b>	<b><math>Tb_2</math></b>	<b><math>Tb_3</math></b>
300	301	303	288	5,278	2,4	294	294,5	295,5

Fuente: Aimacaña, 2016

Con las temperaturas promedio  $Tb$ , es posible interpolar las propiedades termofísicas del aire a presión atmosférica.

**Tabla 4. 10. Propiedades termofísicas del aire propuesta**

<b>Propiedades termofísicas del aire a presión atmosférica</b>			
<b>Tb</b>	<b>v</b>	<b>Pr</b>	<b>k</b>
294	15,356	0,709	0,0259
294,5	15,401	0,708	0,0259
295,5	15,490	0,708	0,0259

**Fuente: Incropera, 2013**

Los números adimensionales locales:

**Tabla 4. 11. Resultados de los números adimensionales propuesta**

<b>Re</b>	<b>Nusselt</b>	<b>h</b>
824867,59	1049,190	11,305
822484,12	1046,595	11,277
817758,27	1041,447	11,256

**Fuente: Aimacaña, 2016**

Las áreas del tanquero son las mismas de la tabla 3.8.

El calor perdido por transferencia (convección), se presenta en la siguiente tabla dividido por áreas para al final mostrar la suma del calor total perdido por convección en el proceso.

**Tabla 4. 12. Calor perdido por transferencia propuesta**

<b>Calor perdido por transferencia al exterior (KW)</b>			
<b>Qp1 (W)</b>	<b>Qp2 (W)</b>	<b>Qp3 (W)</b>	<b>Qpt (KW)</b>
3682,286	663,212	757,677	5,103

**Fuente: Aimacaña, 2016**

El calor por pérdidas por convección aumenta de 3,38 KW a 5,103 KW debido a que el área de transferencia de calor del intercambiador aumenta y el calor en el tanquero también aumenta, lo que permitirá el desarrollo de una nueva investigación para disminuir estas pérdidas mediante el aislamiento del contenedor.

#### **4.5 Resultados del calor disponible por la combustión de diésel**

El calor disponible por la combustión de diésel en el quemador es  $Q_{comb} = Q_{it} = 40368,8452$  kJ/kg calculado desde el calorímetro Parr 1341 y el algoritmo de cálculo de la figura 2.4.

#### 4.6 Consumo teórico de diésel en el quemador

De acuerdo al algoritmo de la figura 2.33 para el cálculo del consumo teórico de diésel se presentan los resultados aplicados a la propuesta del nuevo intercambiador de calor para el proceso de calentamiento en distribuidores de asfalto modelo Rosco en las tablas a continuación:

**Tabla 4. 13. Flujo másico de combustible propuesta**

$Q_{asf}$ (KW)	$Q_{pt}$ (KW)	$Q_{pg}$ (KW)	$Q_{g1}$ (KW)	$Q_{comb}$ (kJ/kg)	$\dot{m}_{Tc}$ ( $\frac{kg}{s}$ )
63,257	5,103	91,115	159,476	40368,8452	0,003950

Fuente: Aimacaña, 2016

El calor utilizado en el proceso de calentamiento en distribuidores de asfalto es de  $Q_{g1} = 159,476 \text{ kW}$  en promedio y el consumo teórico de diésel en el quemador es de  $\dot{m}_{Tc} = 3,950 \times 10^{-3} \frac{kg}{s}$  promedio.

#### 4.7 Consumo experimental de diésel en el quemador

De acuerdo al experimento realizado con el distribuidor de asfalto, el consumo de diésel en función del tiempo y el algoritmo de cálculo de la figura 2.32 se presenta el consumo de diésel en las tablas siguientes:

**Tabla 4. 14. Consumo experimental de diésel en relación a las alturas propuesta**

$h_1$ (m)	$h_2$ (m)	$t$ promedio (s)
1,2	0,909	4584

Fuente: Aimacaña, 2016

Según Valencia (2013) la densidad del diésel a 293 K, es de  $875 \frac{kg}{m^3}$ .

**Tabla 4. 15. Flujo másico de diésel propuesta**

$V_1$ ( $m^3$ )	$V_2$ ( $m^3$ )	$Vt$ ( $m^3$ )	$V$ ( $m^3/s$ )	$\dot{m}_{Ec}$ (kg/s)
0,085	0,064	0,021	$4,487 \times 10^{-6}$	0,003928

Fuente: Aimacaña, 2016

Dando como resultado el consumo experimental de diésel en el quemador  $\dot{m}_{Ec} = 3,928 \times 10^{-3} \frac{kg}{s}$ ; generando un ahorro de combustible del 52% en relación al intercambiador actual.

#### 4.8 Eficiencia del sistema propuesto

De acuerdo al algoritmo de cálculo mostrado en la figura 2.34 se evalúa la eficiencia en función del calor gastado en el proceso y el calor absorbido por el asfalto, siendo posible aplicar a la propuesta a partir del mismo análisis, mostrándose los resultados en la tabla siguiente:

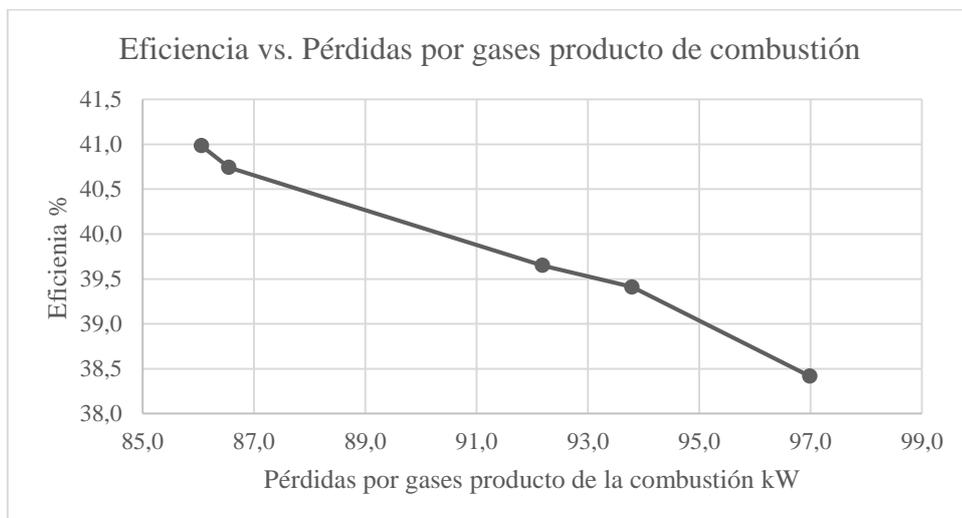
**Tabla 4. 16. Eficiencia del proceso actual**

$Q_A$ (KW)	$Q_{g1}$ (KW)	$\eta$ (%)
63.377	157,753	40,116

Fuente: Aimacaña, 2016

La eficiencia con el sistema propuesto aumentó desde 13,03% en el sistema actual hasta 40,11% en el sistema propuesto, generando un menor consumo de combustible por parte del quemador, desde  $7,763 \times 10^{-3} \frac{kg}{s}$  bajó a  $3,928 \times 10^{-3} \frac{kg}{s}$ .

Los valores de pérdidas de calor por los gases producto de la combustión se mantienen aunque en un rango más bajo que en el sistema actual, por la necesidad de tener la temperatura de los gases producto de la combustión por encima del grado de condensación del agua evitando así la formación de ácido sulfúrico y la corrosión del sistema, la temperatura de salida de gases como el flujo másico y el tiempo de calentamiento disminuyó esta variación del sistema propuesto en relación al sistema actual se ve reflejado en la figura 4.1.



**Figura 4. 1. Eficiencia vs. Pérdidas por gases producto de la combustión propuesta (Fuente: Aimacaña, 2016)**

En la figura 4.2 se presenta las pérdidas por transferencia de calor (convección) en función de la eficiencia del sistema propuesto, siendo este análisis una línea recta que indica que la eficiencia del proceso de calentamiento en distribuidores de asfalto modelo Rosco es independiente de las pérdidas por convección.

La transferencia de calor al exterior está directamente ligado con la seguridad de personal.

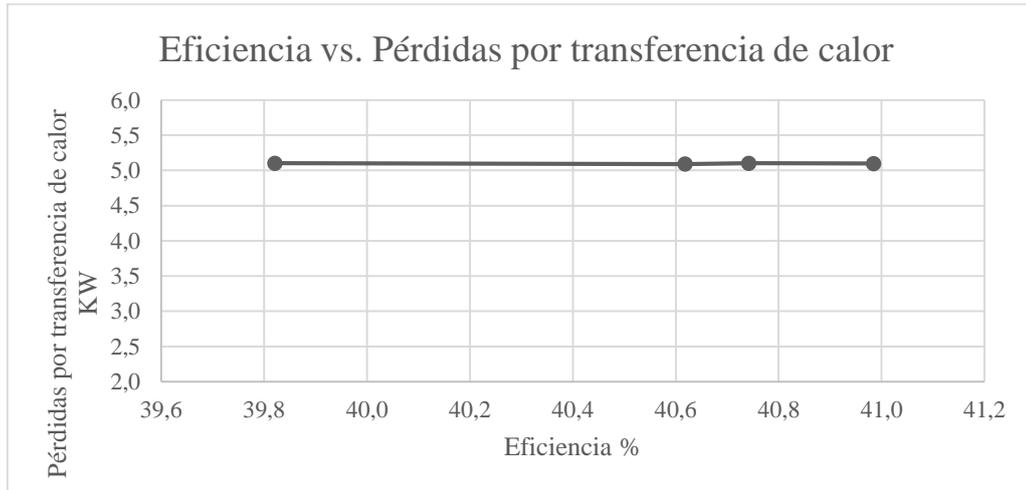


Figura 4. 2. Eficiencia vs. Pérdidas por transferencia de calor (Fuente: Aimacaña, 2016)

#### 4.9 Eficiencia del sistema propuesto con relación a $m_{Ec}$ (kg/s)

La eficiencia del sistema propuesto es posible evaluarla en función al consumo de diésel por parte del quemador durante el proceso de calentamiento en distribuidores de asfalto y las pérdidas producto del consumo de diésel así:

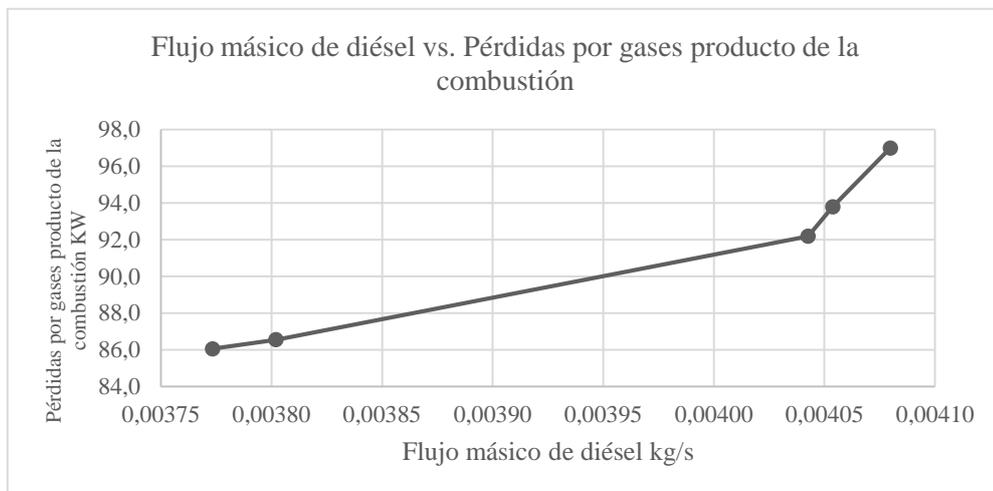
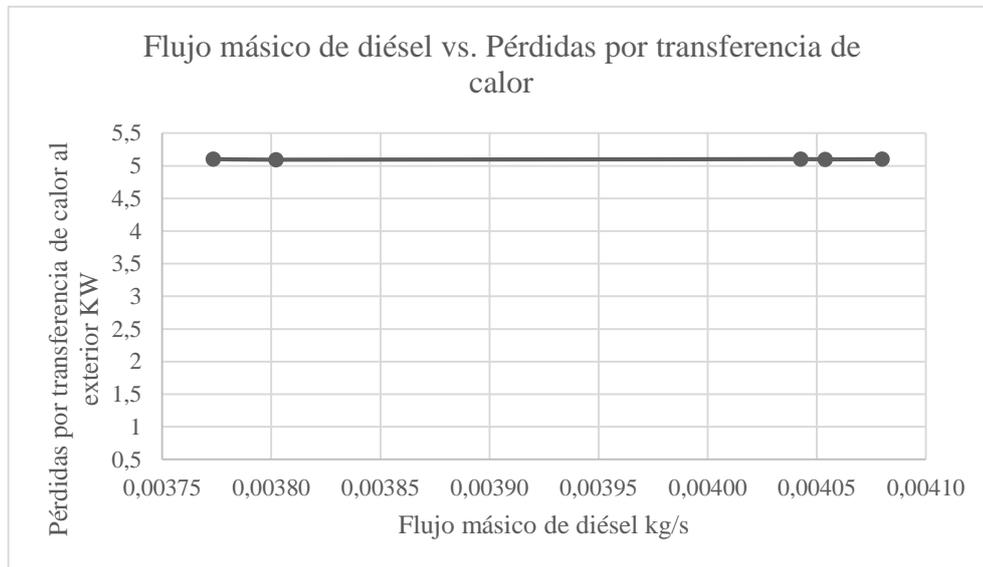


Figura 4. 3. Flujo másico de diésel versus pérdidas por gases producto de la combustión propuesta (Fuente: Aimacaña, 2016)

La figura 4.4 se evidencia el comportamiento del flujo másico de combustible y su relación con las pérdidas por transferencia de calor al exterior (convección), siendo una línea recta que determina que el flujo de combustible no depende del calor perdido por convección.



**Figura 4. 4. Flujo másico vs. Pérdidas por transferencia de calor propuesta (Fuente: Aimacaña, 2016)**

#### 4.10 Cálculo del área propuesta del intercambiador de calor

De acuerdo a algoritmo de cálculo de la figura 2.5 es posible calcular el área de transferencia del intercambiador de calor propuesto y los resultados se muestran en las tablas siguientes:

**Tabla 4. 17. Área propuesta de transferencia de calor en el intercambiador**

<b>Qg1 (J/s)</b>	<b><math>\Delta T_{lm}</math> K</b>	<b>U (W/m<sup>2</sup>K)</b>	<b>A (m<sup>2</sup>)</b>
163197,299	139,570	150	7,795
152328,025	141,783	150	7,162
153485,012	141,995	150	7,206
163648,826	145,849	150	7,480
164700,729	146,276	150	7,506
Promedio		7,430	

**Fuente: Aimacaña, 2016**

Al aumentar el área del intercambiador es posible disminuir las pérdidas de calor por los gases producto de la combustión, haciendo que la eficiencia del proceso de

calentamiento en distribuidores de asfalto se eleve. El diseño del intercambiador de calor propuesto se muestra en el plano de diseño del anexo 1.

#### 4.11 Análisis de factibilidad

Para justificar la inversión realizada por este sistema propuesto de intercambiador de calor se procede a realizar un análisis económico para evaluar las posibilidades de futuras implementaciones en distribuidores de asfalto, evaluando los beneficios económicos que conllevara la propuesta.

El aumento de eficiencia en el proceso de calentamiento de asfalto modelo Rosco hace necesario la implementación de un nuevo intercambiador de calor, lo que conlleva gastos de construcción, implementación y mano de obra; la inversión para el nuevo intercambiador de calor se presenta en la tabla siguiente:

**Tabla 4. 18. Inversión inicial para el cambio de intercambiador de calor**

<b>Activos</b>				
Ítem	Detalle	cantidad	precio	total
1	Tubería de acero al carbono de 6"	2	60	120
2	Electrodo 6011	45	0,35	16
3	Accesorios y acoples	5	6	30
<b>Instrumentación e instalación</b>				
4	Electricidad	10	0,4	4
5	Dobladora			10
6	Soldadora			20
<b>Mano de obra</b>				
7	Instalación	14	2,17	30,38
8	Soldador	16	2,17	34,72
9	Doblador	5	2,17	10,85
<b>TOTAL</b>				<b>275,95</b>

Fuente: Aimacaña, 2016

A partir del algoritmo de cálculo 2.44 y los valores correspondientes a flujos máxicos de diésel utilizados por el quemador durante el proceso de calentamiento en distribuidores de asfalto modelo Rosco actual y propuesto los resultados se presentan en las siguientes tablas:

**Tabla 4. 19. Flujos máxicos de combustible actual y propuesto**

$\dot{m}_{\text{actual}} \text{ (kg/s)}$	$\dot{m}_{\text{propuesto}} \text{ (kg/s)}$	$t_{\text{actual}} \text{ (s)}$	$t_{\text{propuesto}} \text{ (s)}$
7,763E-03	3,950E-03	7920	4584

Fuente: Aimacaña, 2016

**Tabla 4. 20. Volúmenes de combustible consumido**

$m_{\text{actual}} \text{ (kg)}$	$m_{\text{propuesta}} \text{ (kg)}$	$\rho_{\text{diésel}} \text{ (kg/m}^3\text{)}$	$V_{\text{actual}} \text{ (m}^3\text{)}$	$V_{\text{propuesto}} \text{ (m}^3\text{)}$
61,482	18,1068	875	0,07027	0,02069

Fuente: Aimacaña, 2016

**Tabla 4. 21. Costo de combustible por día de trabajo**

$V_{\text{ahorro}} \text{ (lt)}$	Costo diésel (USD)	Costo (USD/día)
49,57	0,27	13,38

Fuente: Aimacaña, 2016

**Tabla 4. 22. Tiempo de recuperación de la inversión**

Inversión (USD)	Costo (USD/día)	TRI (días)
275,95	13,38	20,6

Fuente: Aimacaña, 2016

El tiempo de recuperación de la inversión en función de días de trabajo es de 20,6 días, siendo que el distribuidor de asfalto del MTOP de Cotopaxi trabaja dos veces cada semana, la inversión inicial se recuperará en dos meses y medio.

#### 4.12 Conclusiones generales

- Las pérdidas de calor por los gases producto de la combustión en el sistema actual llegan a 275,5 KW a diferencia del sistema propuesto que alcanza hasta 96,98 KW, representando una disminución de pérdidas en un 65%, con la implementación del intercambiador de calor propuesto.

- El consumo de combustible por parte del quemador en el sistema actual es de  $7,763 \times 10^{-3} \frac{kg}{s}$  y bajó a  $3,928 \times 10^{-3} \frac{kg}{s}$  con el sistema propuesto generando un ahorro del 50% en consumo de diésel.
- La eficiencia en el sistema actual alcanza un máximo de 13,03% y para el sistema propuesto sube hasta 40,98%.
- El costo total de la inversión es de 275,95 USD considerando mano de obra, materiales y herramientas y el ahorro por concepto de consumo de combustible es de 13,38 USD por día de trabajo, lo que determina que el tiempo de recuperación de la inversión es de dos meses y medio.

#### **4.13 Recomendaciones**

- Implementar el sistema de intercambio de calor propuesto para distribuidores de asfalto modelo Rosco.
- Mejorar el sistema de aislamiento del tanque contenedor de asfalto, para aumentar la seguridad del personal operador del distribuidor de asfalto.
- Cambiar el sistema de encendido del quemador, de manual a automático con la implementación de sensores de temperatura que garanticen la temperatura final del asfalto para imprimación.

## BIBLIOGRAFÍA

- Abril, J., (2008). Determinación del coeficiente superficial de transmisión del calor en los procesos que utilizan pulverización de agua. V congreso español de ingeniería. Barcelona, España.
- Aristizábal, C., Schäfer, G., & Zapata, R., (2014). Análisis de pérdidas energéticas y económicas por transporte de vapor en tuberías sin un adecuado aislamiento térmico. *Redes de ingeniería*, 5(1), 17-25.
- Bergles, A., (2005). Prediction of the effects of temperature-dependent fluid properties on laminar heat transfer, low Reynolds Number Flow Heat Exchanger, 451 – 471, Hemisphere, Washington, DC.
- Burley, R., (1991). "The Performance Attractions of Plate and Spiral Exchangers are Steadily Growing". *Chemical Engineering* 8(18), p 90-96.
- Cabral, G., (2004). Solución numérica al problema transferencia de calor en pozo intercambiador de calor vertical en el subsuelo. *Revista Tecnológica* 18(2). Universidad Nacional del nordeste. Argentina.
- Córdova, E., (2010). Especificaciones Técnicas para la construcción de carreteras. Constructora Córdova. Huamachuco, Perú. Pág. 2.
- Dalgo, J., (2012). Rediseño y recuperación del sistema de retorno de condensado para el ahorro de energía de la empresa " Ecuajugos". Quito, Ecuador.
- Dareus, E., (2012). Ficha técnica del distribuidor de asfalto Rosco. Quito. Pichincha.
- Ecuador, A. C., (2008). Constitución del Ecuador. Montecristi, Manabí, Ecuador: Registro Oficial. Pág. 13, 14, 119, 122.
- Ecuador, L., (2010). Codificación de la Ley de Gestión Ambiental. Tomo, I Pág. 1, 3, 5.
- Etnyre, C., (2004). Designing the ideal Distribuidor Black Topper. E. D. Etnyre &Co.
- Farinango, R., (2014). Análisis comparativo de costos entre el pavimento rígido y pavimento flexible. Universidad Central del Ecuador. Quito. Ecuador.

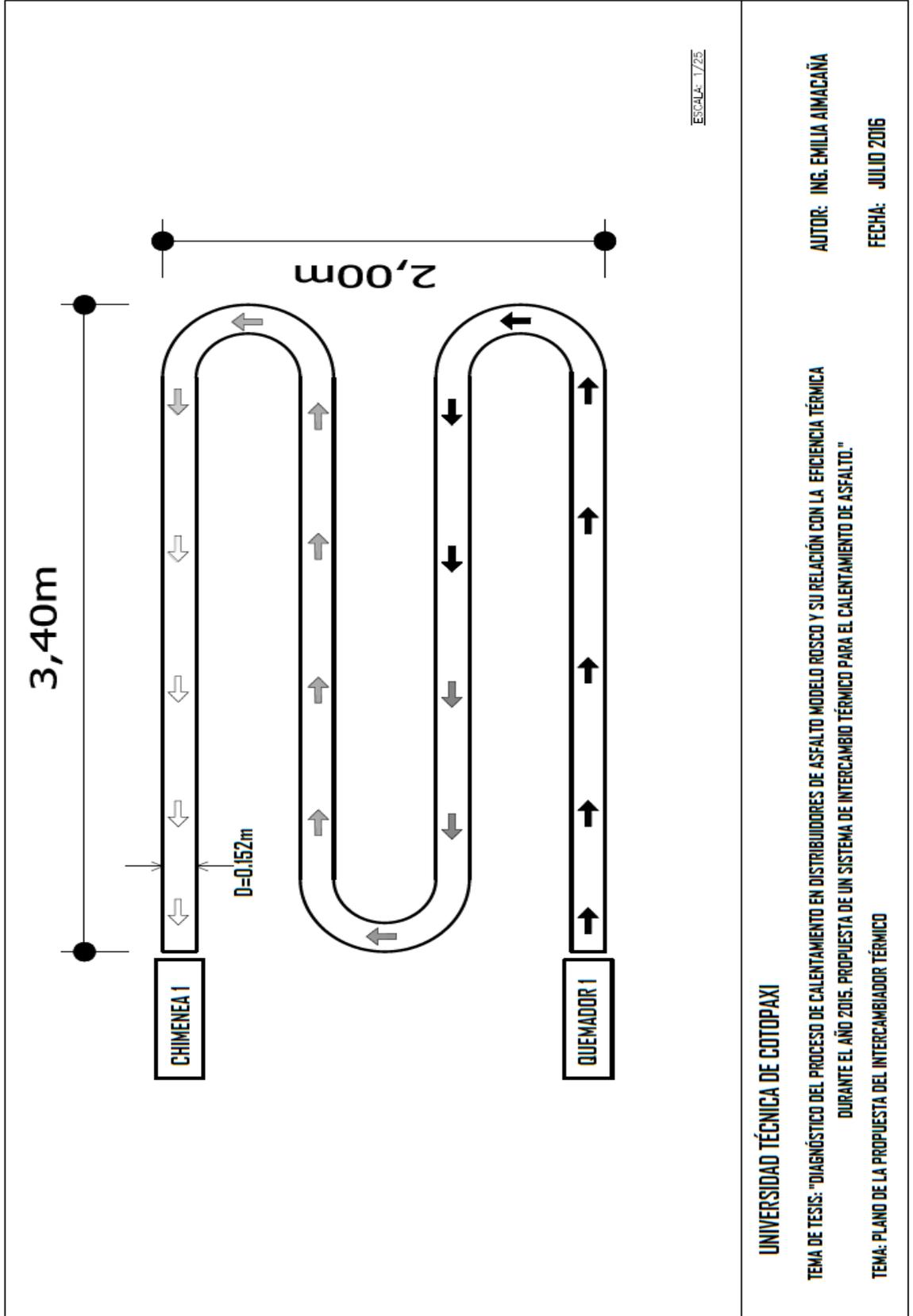
- Fluke, Co., (2008). Manual de uso de los termómetros infrarrojo 62 Max +. Washintong, Estados Unidos.
- General, E., (2004). Manual del caudalímetro para gas con abrazadera TransPort PT878GC.
- Giraldo, G., (2005). Cálculo numérico de un modelo de evaporador con recompresión mecánica de vapor, Revista Ingeniería Javeriana. 40(1), pp. 47-55.
- Golato, M., (2005). Determinación del coeficiente global de transferencia de calor en secaderos rotativos de cáscara de limón. Revista industrial y agrícola de Tucumán, 82(1-2), 27-35.
- González, D., (2002), Guía de intercambiadores de calor. Universidad Simón Bolívar. Quito, Ecuador.
- González, F., (2008). Determinación experimental del coeficiente de convección y el factor de fricción de un intercambiador de placas. Trabajo de diploma. Universidad Carlos III, Madrid, España.
- González, J., & et al. (2010). Calorimetría adiabática y sus aplicaciones. Simposio de metrología. México.
- Hoiberg, A., (2003). Bituminous materials, vol. 2. Asfaltos. New York: John Wiley & Sons.
- Holman, J. P (2009). Heat Transfer. McGraw-Hill Higher Education. 10 th Edition. New York United States.
- Hougen, O., Watson, K., & Ragatz, R., (1982). Principios de los procesos químicos balances de materia y energía (Vol. 1). Reverté. (p. 12).
- INAMI, (2015). Dirección gestión meteorológica estudios e investigaciones meteorológicas, boletín meteorológico mes: junio de 2015, Quito, Ecuador.
- Incropera, F., (2013). Fundamentals of Heat and Mass Transfer, John Wiley & Sons. New York. U.S.A.
- INEN, N. T. E. (2013). Productos derivados del petróleo. Diésel. Requisitos. Instituto Ecuatoriano de Normalización, NTE INEN, 1489.
- INEN, N. T. E. (2013). Productos derivados del petróleo. Diésel. Requisitos. Instituto Ecuatoriano de Normalización, NTE INEN 2 061:1996.

- Infante, A., Santanilla, E., & Lizcano, F. (2010). Caracterización fisicoquímica y morfológica de asfaltos modificados con material reciclado. *Ingeniería y universidad*, 13(1).
- Isachenko, V.; V. Osipova; A. Sukomel., (1979). *Transmisión del calor*. Pueblo y Educación, La Habana, 556 p.
- James, C., (2005). The application of Uncertainty Analysis to cross-flow Heat Exchanger Performance Predictions, ASME/JSME Thermal Eng. Conf.
- Kasatkin, A., (1985). *Operaciones básicas y aparatos en la tecnología química*. Editorial pueblo y educación.
- Kern, D., (1999). *Procesos de Transferencia de Calor*. Primera Edición. Trigésima. Editorial Continental S.A. ISBN 968-26-10400. pg. 970.
- Martínez, M; Torres, E. & Soto, J., (2004). Evaluación de Intercambiadores de Calor Compactos de Tubos Aletados. *Información Tecnológica* 15 (4), pp. 47-54.
- Mazuera, H., Rojas, B., & Castang, C. (2014). Uso de los análisis de exergía y transferencia de calor para identificar ahorros potenciales de energía en calderas pirotubulares. *El Hombre y la Máquina*, (45), 7-17.
- Moraga, N., (2004). Numerical simulation of three-dimensional mixed convection in an air-cooled cavity. ISSN: 1040-7782. Universidad de Santiago de Chile, Chile.
- Oda, S. (2000). Análise da viabilidade técnica da utilização do ligante asfalto-borracha em obras de pavimentação. Doctoral dissertation, Universidade de São Paulo, Brasil.
- Paublich, B., Osvaldo, H., (2014). *Institucionalidad para la gestión del mantenimiento vial: caso chileno*. Ministerio de Vivienda.
- Parr, I., (2014). *Colorímetro de bomba de oxígeno de chaqueta sencilla Parr 1341*. Parr Instruments Company
- Perry, R., (1999). *Chemical Engineers Handbook [cd-rom]*. The McGraw-Hill Companies, INC. USA.
- Picón, N., (2004). Diseño termohidráulico de intercambiadores de calor plato y marco en arreglo simple y multipaso. *Revista mexicana de Ingeniería Química* 17 (3), p. 22-34.

- Paramount, P., (2003). Product specifications liquid asphalt MC-70. California, United States.
- Raju, K., & Chand, J., (1987). Consider the plate heat exchanger. Heat Transfer, the Chemical Engineering Guide, McGraw Hill Public. Volume 2, (p.241- 252).
- Retirado, Y., (2015). Velocidad de secado en pilas de mena laterítica almacenadas a la intemperie. Minería & Geología, 27(1), 1-21.
- Reyes, O. (2009). Cambios dinámicos y mecánicos de una mezcla asfáltica densa por las propiedades del asfalto y la energía de compactación. Ingeniería y Desarrollo, (26), 139-155.
- Rodríguez, R., (2015). Modernización del sistema de monitoreo y control del proceso de agua de enfriamiento de la unidad no. 2 de generación de la central hidroeléctrica Agoyán. Doctoral dissertation, Quito, Ecuador.
- Ruiz, A., Pérez, I., (2002). Influencia de los betunes en las deformaciones plásticas de las mezclas bituminosas. Monografía M-72, Centro de Estudios y Experimentación de Obras Públicas-CEDEX, Bogotá, Colombia. p. 192.
- Senplades, S. N. (2013). Plan Nacional de Desarrollo/Plan Nacional para el Buen Vivir 2013-2017. Pág. 20, 110.
- Sigma, T., (2014). Thermal fluid heater for your process. Sigma Thermal. Marietta, Estados Unidos.
- Sosa, J., (2012). Análisis cromatográfico del asfalto producido en la refinera estatal de Esmeraldas. Universidad Central del Ecuador, Quito, Ecuador.
- Stanislaw, L., (2002). Recent developments in calorimetry. Polish Academy of Sciences, Institute of Physical Chemistry, ul. Kasprzaka 44/52, pg. 224. Warsaw, Poland.
- Sundén, B., (2006). Computer Simulations in Compact Heat Exchangers. Computational Mechanics Publications. Southampton, UK.
- Testo, I., (2013). Manual Testo 327. Versión América Latina. Buenos Aires. Argentina.
- Torrella, E. (2014). La Combustión, combustibles y tipos. Universidad Politécnica de Valencia. Valencia, España.

- Torres, E., et al. (2011). Coeficientes de transferencia de calor y pérdida de eficiencia en intercambiadores de calor de placas durante el enfriamiento del licor amoniacal. *Revista Minería y Geología*. 27(2), pp. 67-83.
- Valencia, L., (2013). Caracterización de mezclas diésel-biodiésel orientadas a disminuir las emisiones contaminantes provocadas por Fuentes móviles. Densidad del diésel a 15°C
- Zahid, H., (2003). "Plate Heat Exchanger Literature Survey and New Heat Transfer and Pressure Drop Correlations for Refrigerant Evaporators". *Heat Transfer Engineering*. Wiley & Sons. New York. U.S.A.

# **ANEXOS**



### Calor perdido por los gases producto de la combustión

INTERPOLACIÓN DENSIDAD DE LOS GASES						
xa	x temperatura	xb	ya	y	yb	
400		402	450	1,3257	1,3198	1,1782
400		403	450	0,962	0,955604	0,8554
400		406	450	1,3257	1,308	1,1782
400		407	450	0,962	0,947076	0,8554
400		408	450	0,8421	0,827092	0,7483

DENSIDAD DE LOS GASES kg/m <sup>3</sup>										
K	N2	DN2	O2	DO2	CO2	DCO2	CO	DCO	Densidad gas	
402		0,805	0,8387	0,062	0,9577	0,121	1,3198	0,012	0,8383	0,9043
403		0,796	0,8368	0,059	0,9556	0,132	1,3178	0,013	0,8364	0,9073
406		0,777	0,8312	0,078	0,9492	0,135	1,308	0,01	0,8308	0,9048
407		0,782	0,8293	0,083	0,947	0,13	1,305	0,005	0,8289	0,9009
408		0,792	0,8274	0,072	0,9449	0,128	1,3021	0,008	0,827	0,8966
Cp N2 kJ/kg K						Cp O2 kJ/kg K				
xa	x temperatura	xb	ya	y	yb	xa	x temperatura	xb		
400		402	450	1,045	1,0452	1,05	400	402	450	
400		403	450	1,045	1,0453	1,05	400	403	450	
400		406	450	1,045	1,0456	1,05	400	406	450	
400		407	450	1,045	1,0457	1,05	400	407	450	
400		408	450	1,045	1,0458	1,05	400	408	450	

Cp de los gases kJ/kg K									
K	N2	CpN2	O2	CpO2	CO2	CpCO2	CO	CpCO	Cp gases
402	0,805	1,0452	0,062	0,9432	0,121	0,94356	0,012	1,04924	1,0266
403	0,796	1,0453	0,059	0,9438	0,132	0,94434	0,013	1,04936	1,0260
406	0,777	1,0456	0,078	0,9456	0,135	0,94668	0,01	1,04972	1,0245
407	0,782	1,0457	0,083	0,9462	0,13	0,94746	0,005	1,04984	1,0247
408	0,792	1,0458	0,072	0,9468	0,128	0,94824	0,008	1,04996	1,0262

**Flujo másico kg/s**

K	Flujo volumetrico m3/s	densidad del gas	mg kg/s
402	0,76	0,9043	0,6873
403	0,75	0,9073	0,6805
406	0,77	0,9048	0,6967
407	0,74	0,9009	0,6667
408	0,77	0,8966	0,6904

**Calor de perdida de los gases**

K f	K i	Atg	mg kg/s	Cp pg kJ/kg K	Qpg kW	
402		789	387	0,6873	1,0266	273,0504
403		791	388	0,6805	1,0260	270,8977
406		792	386	0,6967	1,0245	275,5001
407		805	398	0,6667	1,0247	271,8869
408		793	385	0,6904	1,0262	272,7712
						272,8212

## CALOR POR CONVECCIÓN

áreas del tanquero

A1= $2 \cdot \pi \cdot r \cdot L$ (m2)	27,143	V=19km/h	5,278
A2= $\pi \cdot r^2$ (m2)	4,524	D	2,4
A3= $\pi \cdot r^2 - (\pi \cdot r^2 + \pi \cdot r^2)$ (m2)	4,459		

Ts1	295
Ts2	297
Ts3	303
Taire	288

Tb1=(Ts1+Taire)/2

Tb1	291,5
-----	-------

Tb2=(Ts2+Taire)/2

Tb2	292,5
-----	-------

Tb3=(Ts3+Taire)/2

Tb3	295,5
-----	-------

interpolar

viscosidad cinemática v

xa	x temperatura	xb	ya	y	yb
250	291,5	300	11,44	15,134	15,89
250	292,5	300	11,44	15,223	15,89
250	295,5	300	11,44	15,490	15,89

Re=(V\*D)/v (

836995,19
832101,60
817758,27

Prand	xa	x temperatura	xb	ya	y	yb
	250	291,5	300	0,72	0,709	0,707
	250	292,5	300	0,72	0,709	0,707
	250	295,5	300	0,72	0,708	0,707
Nu			444,134	2,391		
			442,768	2,387		
			438,742	2,373		
Nusselt		1062,386				
		1057,063				
		1041,447				
k						
xa	x temperatura	xb	ya	y	yb	
	250	292,5	300	22,3	0,0257	26,3
	250	292,5	300	22,3	0,0257	26,3
	250	295,5	300	22,3	0,0259	26,3
h=k*D/Nusselt						
		11,376				
		11,319				
		11,256				
Qpt1=h1*A1*(Ts1-Taire)						
Qp1 (W)		2161,557				
Qp2		460,870				
Qp3		752,886				
Qpt (kW)		3,375				

## Calor absorbido por el asfalto

V (m3)	D (kg/m3)	m (kg)	t (seg)	´ma (kg/s)
1,5	990	1485	8100	0,1833
1,5	990	1485	7500	0,1980
1,5	990	1485	7140	0,2080
1,5	990	1485	8580	0,1731
1,5	990	1485	8280	0,1793
			7920	

Cp C (kJ/kg K)						
xa	x temperatura	xb	ya	y	yb	
298	373	400	0,72		0,9215	0,994
298	375	400	0,72		0,9268	0,994
298	377	400	0,72		0,9322	0,994
298	379	400	0,72		0,9376	0,994
298	381	400	0,72		0,9430	0,994

Cp H2 (kJ/kg K)						Cp N2 (kJ/kg K)						Cp O2 (kJ/kg K)						
xa	x temperatura	xb	ya	y	yb	xa	x temperatura	xb	ya	y	yb	xa	x temperatura	xb	ya	y	yb	
350	373	400	14,43		14,4530	14,48	350	373	400	1,042	1,0434	1,045	350	373	400	0,929	0,9350	0,942
350	375	400	14,43		14,4550	14,48	350	375	400	1,042	1,0435	1,045	350	375	400	0,929	0,9355	0,942
350	377	400	14,43		14,4570	14,48	350	377	400	1,042	1,0436	1,045	350	377	400	0,929	0,9360	0,942
350	379	400	14,43		14,4590	14,48	350	379	400	1,042	1,0437	1,045	350	379	400	0,929	0,9365	0,942
350	381	400	14,43		14,4610	14,48	350	381	400	1,042	1,0439	1,045	350	381	400	0,929	0,9371	0,942

Cp asf (kJ/kg K)														
K	C	Cp C	H2	Cp H2	N2	Cp N2	S	Cp S	O2	Cp O2	Cp asf (kJ/kg K)			
373		0,7800	0,9215	0,11	14,4530	0,01	1,0434	0,05	0,7080	0,05	0,9350	2,4012		
375		0,7800	0,9268	0,11	14,4550	0,01	1,0435	0,05	0,7080	0,05	0,9355	2,4056		
377		0,7800	0,9322	0,11	14,4570	0,01	1,0436	0,05	0,7080	0,05	0,9360	2,4100		
379		0,7800	0,9376	0,11	14,4590	0,01	1,0437	0,05	0,7080	0,05	0,9365	2,4145		
381		0,7800	0,9430	0,11	14,4610	0,01	1,0439	0,05	0,7080	0,05	0,9371	2,4189		

Calor del asfalto						
K f	K i	Atg	´mg kg/s	Cp pg	kJ/kg K	Qpg kW
373		293	80	0,1833	2,4012	35,2170
375		294	81	0,1980	2,4056	38,5810
377		295	82	0,2080	2,4100	41,1022
379		296	83	0,1731	2,4145	34,6848
381		297	84	0,1793	2,4189	36,4414
						37,2053

## Calor de combustible

tiempo de cocción	a	5 min	
tiempo más cercano 60% de aumento total	b	6,5 min	
tiempo que el aumento de la temperatura ha llegado a ser constante	c	9 min	
temperatura en el momento de disparar	ta	26,023 °C	
temperatura c	tc	30,398 °C	
tasa de período antes de disparar	r1	-0,017 °C/min	
tasa período después de disparar	r2	0,028 °C/min	
milímetros de solución alcalina utilizados	c1	23,9 ml	
porcentaje de azufre de la muestra	c2	1,02 %	
centímetros de alambre consumidos	c3	9,15 cm	
energía del calorímetro	w	2426 cal/°C	
masa de la muestra	m	1,02 g	
Temperatura máxima	t max	30465 °C	
corrección en calorías de calor de formación de ácido nítrico	e1	23,9 cal	
corrección en calorías de calor de formación de ácido sulfúrico	e2	13,974 cal	
corrección en calorías para el alambre	e3	21,045 cal	
t		4,3305 cal/gr	kJ/kg
		10505,793	10242,0333
		Qc	42881,3452
$Q_{it} = Q_b - 2500 \left( \frac{(9 \cdot 1,75)}{100} + \frac{1,5}{100} \right)$			40368,8452

### Flujo másico de combustible teórico

$$Q_{g1} = Q_{asf} + Q_{pt} + Q_{pg}$$

$$Q_{g1} \text{ (kJ/s)} = 313,402$$

$$\dot{m}_c = Q_{g1} / Q_{comb}$$

$$\dot{m}_c \text{ (kg/s)} = 0,007763 \text{ PROMEDIO}$$

Q <sub>asf</sub>	Q <sub>pt</sub>	Q <sub>pg</sub>	Q <sub>g1</sub>	Q <sub>comb</sub>	$\dot{m}_c$
35,2170	3,375	273,0504	311,6424	40368,8452	0,00771987
38,5810	3,375	270,8977	312,8536	40368,8452	0,00774988
41,1022	3,375	275,5001	319,9773	40368,8452	0,00792634
34,6848	3,375	271,8869	309,9467	40368,8452	0,00767787
36,4414	3,375	272,7712	312,5876	40368,8452	0,00774329

### Flujo másico de combustible experimental

$$V_1 = \pi * D * D * h_1 \text{ (m}^3\text{)} = 0,085$$

$$V_2 = \pi * D * D * h_2 \text{ (m}^3\text{)} = 0,015$$

$$V_t = V_1 - V_2 \text{ (m}^3\text{)} = 0,070$$

$$\text{Tiempo (s)} = 7920$$

$$\text{Caudal} = V_t / t \text{ (m}^3\text{/s)} = 8,836E-06$$

$$\text{Densidad} = 875,31 \text{ (Kg/m}^3\text{)} = 875,31$$

$$\dot{m}_c = \text{Caudal} * \text{densidad} \text{ (kg/s)} = 7,734E-03$$

### Eficiencia

n=Qasf/Qg1		0,12			
		12%			
Qasf	Qg1	n	Qpg	Qpt	
34,6848	313,560	11,062	275,5001	3,375	
35,2170	311,642	11,300	273,0504	3,375	
36,4414	312,588	11,658	272,7712	3,375	
38,5810	313,843	12,293	271,8869	3,375	
41,1022	315,375	13,033	270,8977	3,375	

### Área de transferencia del intercambiador actual

Temperatura de los gases			Temperatura del FLUIDO FRÍO			
FLUIDO CALIENTE			asfalto			
Ki	Ko	Atg	Ko	Ki	Atg	
789	402	387	373		293	80
791	403	388	375		294	81
792	406	386	377		295	82
805	407	398	379		296	83
793	408	385	381		297	84

Variacion de temperatura media logarítmica

$$Qg1=U*A*\Delta Tlm$$

Qg1 (J/s)	$\Delta Tlm$ K	U (W/m <sup>2</sup> K)	A (m <sup>2</sup> )	A calculada
144296	229,217824	150	4,197	4,149
144296	229,217824	150	4,197	
144296	230,521621	150	4,173	
144296	234,216565	150	4,107	
144296	229,509396	150	4,191	

## Calor perdido por los gases producto de la combustión propuesta

interpolación Densidad de los gases						interpolación Densidad de los gases						Calor de perdida de los gases												
N2						O2						CO												
xa	x temperatura	xb	ya	y	yb	xa	x temperatura	xb	ya	y	yb	xa	x temperatura	xb	ya	y	yb	K f	K i	Atg	mg kg/s	Cp	pg	Qpg kW
			0,962		0,842						0,96										0,25320	1,026626	100,5975	
350	390	400	5	0,9385	5	350	390	400	1,1	1,0724	2	350	390	400	1,1	1,0779	0,96	390	789	387	016	04	08	
350	392	400	5	0,9433	5	350	392	400	1,1	2	2	350	392	400	1,1	1,0806	0,96	392	791	388	584	56	93	
350	393	400	5	0,9457	5	350	393	400	1,1	8	2	350	393	400	1,1	1,0806	0,96	393	792	386	736	1,024487	96,60392	
350	395	400	5	0,9505	5	350	395	400	1,1	1,0862	2	350	395	400	1,1	1,0889	0,96	395	805	398	151	1,024691	46	
350	396	400	5	0,9529	5	350	396	400	1,1	6	2	350	396	400	1,1	1,0889	0,96	396	793	385	934	6	102,7320	
interpolación Densidad de los gases						interpolación Densidad de los gases						Calor de perdida de los gases												
CO2						CO						CO												
xa	x temperatura	xb	ya	y	yb	xa	x temperatura	xb	ya	y	yb	xa	x temperatura	xb	ya	y	yb	K f	K i	Atg	mg kg/s	Cp	pg	Qpg kW
			1,396		1,325						0,88				0,8642	0,84				0,25320	1,026626	100,5975		
380	390	400	1	1,3609	7	380	390	400	64	5	21	380	390	400	64	5	21	390	789	387	016	04	08	
380	392	400	1	1,36794	7	380	392	400	64	8	21	380	392	400	64	8	21	392	791	388	584	56	93	
380	393	400	1	1,37146	7	380	393	400	64	95	21	380	393	400	64	95	21	393	792	386	736	1,024487	96,60392	
380	395	400	1	1,3785	7	380	395	400	64	25	21	380	395	400	64	25	21	395	805	398	151	1,024691	46	
380	396	400	1	1,38202	7	380	396	400	64	4	21	380	396	400	64	4	21	396	793	385	934	6	102,7320	
DENSIDAD DE LOS GASES kg/m3												Calor de perdida de los gases												
K	N2	DN2	O2	DO2	CO2	DCO	CO	DCO	Densidad gas			K f	K i	Atg	mg kg/s	Cp	pg	Qpg kW						
390,0						1,36	0,0																	
00		0,800	0,939	0,061	1,072	0,130	1	09	0,864	1,001														
392,0						1,36	0,0																	
00		0,795	0,943	0,063	1,078	0,129	8	13	0,869	1,006														
393,0						1,37	0,0																	
00		0,793	0,946	0,075	1,081	0,121	1	11	0,871	1,007														
395,0						1,37	0,0																	
00		0,780	0,951	0,078	1,086	0,132	9	10	0,875	1,017														
396,0						1,38	0,0																	
00		0,778	0,953	0,082	1,089	0,128	2	12	0,878	1,018														

Cp N2 kJ/kg K						Cp O2 kJ/kg K x temperatura						Cp CO2 kJ/kg K x temperatura						Cp CO kJ/kg K x temperatura					
xa	x temperatura	xb	ya	y	yb	xa	xb	ya	y	yb	xa	xb	ya	y	yb	xa	xb	ya	y	yb			
350	390	400	1,042	1,0444	1,045	350	390	400	0,92	0,94	38	40	0,92	0,94	38	380	390	40	1,0	1,04	1,0		
350	392	400	1,042	1,04452	1,045	350	392	400	0,92	0,9399	0,94	38	40	0,92	0,94	38	40	0	6	0,934	2		
350	393	400	1,042	1,04458	1,045	350	393	400	0,92	0,9401	0,94	38	40	0,92	0,94	38	40	0	6	0,9356	2		
350	395	400	1,042	1,0447	1,045	350	395	400	0,92	0,9407	0,94	38	40	0,92	0,94	38	40	0	6	0,9364	2		
350	396	400	1,042	1,04476	1,045	350	396	400	0,92	0,9409	0,94	38	40	0,92	0,94	38	40	0	6	0,938	2		
									9	6	2	0	396	0	6	0,9388	2	380	396	0	47	86	49

Cp de los gases kJ/kg K									
K	N2	CpN2	O2	CpO2	CO2	CpC O2	CO	CpCO	Cp gases
						0,93	0,0		
390	0,800	1,044	0,061	0,939	0,130	4	09	1,048	1,024
392	0,795	1,045	0,063	0,940	0,129	6	13	1,048	1,024
393	0,793	1,045	0,075	0,940	0,121	6	11	1,048	1,024
395	0,780	1,045	0,078	0,941	0,132	8	10	1,049	1,023
396	0,778	1,045	0,082	0,941	0,128	9	12	1,049	1,023

Flujo másico kg/s			
K	Flujo volumetrico m3/s	densidad del gas	mg kg/s
			0,230
390	0,23	1,0009	2
392	0,21	1,0056	2
393	0,21	1,0065	4
395	0,22	1,0168	7
396	0,23	1,0181	2

Calor de perdida de los gases						
K f	K i	Atg	mg kg/s	Cp kJ/kg K	pg	Qpg kW

			0,230			93,79
390	788	398	2	1,0237		27
			0,211			86,05
392	790	398	2	1,0239		82
			0,211			86,55
393	793	400	4	1,0237		14
			0,223			92,18
395	798	403	7	1,0225		42
			0,234			96,98
396	801	405	2	1,0227		99

### Calor perdido por convección propuesta

áreas del tanquero							
A1= $2*\pi*r*L$ (m2)		27,143		V=19km/h		5,278	
A2= $\pi*r^2$ (m2)		4,524		D		2,4	
A3= $\pi*r^2-(\pi*r^2+\pi*r^2)$ (m2)		4,487					
Ts1		300					
Ts2		301					
Ts3		303					
Taire		288					
Tb1=(Ts1+Taire)/2				Tb2=(Ts2+Taire)/2			Tb3=(Ts3+Taire)/2
Tb1		294		Tb2		294,5	Tb3
							295,5
interpolación							
viscosidad cinemática $\nu$							
xa	x temperatura	xb	ya	y	yb		
250	294	300	11,44	15,356	15,89		
250	294,5	300	11,44	15,401	15,89		
250	295,5	300	11,44	15,490	15,89		
Re=(V*D)/ $\nu$ (							
		824867,59					
		822484,12					
		817758,27					
Prand							
xa	x temperatura	xb	ya	y	yb		
250	294	300	0,72	0,709	0,707		
250	294,5	300	0,72	0,708	0,707		
250	295,5	300	0,72	0,708	0,707		
Nusselt							
$Nu=0,3+(0,62*(Re^{1/2})*(Pr^{1/3}))/((1+(0,4/Pr)^{2/3}))^{1/4}$							
		440,742	2,380				
		440,073	2,378				
		438,742	2,373				
Nusselt							
		1049,190					
		1046,595					
		1041,447					
k							
xa	x temperatura	xb	ya	y	yb		
250	294,5	300	22,3	0,0259	26,3		
250	294,5	300	22,3	0,0259	26,3		

	250	295,5	300	22,3	0,0259	26,3
h=k*D/Nusselt	11,305					
	11,277					
	11,256					
Qpt1=h1*A1*(Ts1-Taire)						
Qp1 (W)		3682,286				
Qp2		663,212				
Qp3		757,677				
Qpt (kW)		5,103				

### Calor absorbido por el asfalto propuesta

V (m3)	D (kg/m3)	m (kg)	t (seg)	ma (kg/s)
1,5	990	1485	4500	0,3300
1,5	990	1485	4680	0,3173
1,5	990	1485	4560	0,3257
1,5	990	1485	4480	0,3315
1,5	990	1485	4740	0,3133
			4592	

xa	x temperatura	xb	ya	y	yb
298	375		400	0,72	0,9268
298	377		400	0,72	0,9322
298	374		400	0,72	0,9242
298	378		400	0,72	0,9349
298	376		400	0,72	0,9295

xa	x temperatura	xb	ya	y	yb
350	375		400	14,43	14,4550
350	377		400	14,43	14,4570
350	374		400	14,43	14,4540
350	378		400	14,43	14,4580
350	376		400	14,43	14,4560

xa	x temperatura	xb	ya	y	yb
350	375		400	1,042	1,0435
350	377		400	1,042	1,0436
350	374		400	1,042	1,0434
350	378		400	1,042	1,0437
350	376		400	1,042	1,0436

xa	x temperatura	xb	ya	y	yb
350	375		400	0,929	0,9355
350	377		400	0,929	0,9360
350	374		400	0,929	0,9352
350	378		400	0,929	0,9363
350	376		400	0,929	0,9358

K	C	Cp C	H2	Cp H2	N2	Cp N2	S	Cp S	O2	Cp O2	Cp asf (kJ/kg K)
374	0,7800	0,9268	0,11	14,4550	0,01	1,0435	0,05	0,7080	0,05	0,9355	2,4056
375	0,7800	0,9322	0,11	14,4570	0,01	1,0436	0,05	0,7080	0,05	0,9360	2,4100
376	0,7800	0,9242	0,11	14,4540	0,01	1,0434	0,05	0,7080	0,05	0,9352	2,4034
377	0,7800	0,9349	0,11	14,4580	0,01	1,0437	0,05	0,7080	0,05	0,9363	2,4123
378	0,7800	0,9295	0,11	14,4560	0,01	1,0436	0,05	0,7080	0,05	0,9358	2,4078

K f	K i	Calor del asfalto		Atg	'mg kg/s	Cp pg kj/kg K	Qpg kW
374		293	81	0,3300	2,4056	64,3016	
375		295	80	0,3173	2,4100	61,1778	
376		297	79	0,3257	2,4034	61,8317	
377		294	83	0,3315	2,4123	66,3666	
378		295	83	0,3133	2,4078	62,6108	
						63,2577	

### Flujo másico de combustible teórico propuesta

$$Q_{g1} = Q_{asf} + Q_{pt} + Q_{pg}$$

$$Q_{g1} \text{ (kJ/s)} = 159,476$$

$$\dot{m}_{c} = Q_{g1} / Q_{comb}$$

$$\dot{m}_{c} \text{ (kg/s)} = 0,003950 \text{ promedio}$$

Q <sub>asf</sub>	Q <sub>pt</sub>	Q <sub>pg</sub>	Q <sub>g1</sub>	Q <sub>comb</sub>	$\dot{m}_{c}$
64,3016251	5,103	93,7926743	163,197299	40368,8452	0,00404265
61,1778226	5,092	86,0582024	152,328025	40368,8452	0,00377341
61,8316619	5,102	86,5513505	153,485012	40368,8452	0,00380207
66,3666088	5,098	92,1842172	163,648826	40368,8452	0,00405384
62,6108497	5,1	96,9898802	164,70073	40368,8452	0,0040799

### Flujo másico de combustible experimental propuesta

$$V_1 = \pi \cdot D \cdot D \cdot h_1 \text{ (m}^3\text{)} = 0,085$$

$$V_2 = \pi \cdot D \cdot D \cdot h_2 \text{ (m}^3\text{)} = 0,064 \quad 0,0206$$

$$V_t = V_1 - V_2 \text{ (m}^3\text{)} = 0,021$$

$$\text{Tiempo (s)} = 4584$$

$$\text{Caudal} = V_t / t \text{ (m}^3\text{/s)} = 4,487\text{E-}06$$

$$\text{Densidad} = 875,31 \text{ (Kg/m}^3\text{)} = 875,31$$

$$\dot{m}_{c} = \text{Caudal} \cdot \text{densidad} \text{ (kg/s)} = 3,928\text{E-}03$$

### Eficiencia propuesta

$$n=Q_{asf}/Q_{g1} \quad 39,665939$$

Q <sub>asf</sub>	Q <sub>g1</sub>	n	Q <sub>pg</sub>	Q <sub>pt</sub>
64,3016	161,4743	39,8216	93,7927	3,3800
61,1778	150,6160	40,6184	86,0582	3,3800
61,8317	151,7630	40,7422	86,5514	3,3800
66,3666	161,9308	40,9845	92,1842	3,3800
62,6108	162,9807	38,4161	96,9899	3,3800

### Área del intercambiador propuesto

Temperatura de los gases			Temperatura del FLUIDO FRÍO			
FLUIDO CALIENTE			asfalto			
K f	K i	Atg	K f	K i	Atg	
	390	788	398	374	293	81
	392	790	398	375	295	80
	393	793	400	376	297	79
	395	798	403	377	294	83
	396	801	405	378	295	83

Variacion de temperatura media logarítmica

$$Qg1=U*A*\Delta Tlm$$

Qg1 (J/s)	$\Delta Tlm$ K	U (W/m2K)	A (m2)	A calculada
163197,299	139,570	150	7,795	8,299
152328,025	141,783	150	7,162	
153485,012	141,995	150	7,206	
163648,826	145,849	150	7,480	
164700,73	146,276	150	7,506	
			7,430	

## Factibilidad

Activos					´mactual (kg/s)	´mpropuesto (kg/s)	tactual (s)	tpropuest o (s)	
Item	Detalle	cantid ad	prec io	total					
1	Tubería de acero al carbono de 8"	2	60	120	7,763E-03	3,950E-03	7920	4584	
2	Electrodo 6011	45	0,35	16	m actual (kg)	m propuesta (kg)	Densidad diesel (kg/m3)	V actual (m3)	Vpropuesto (m3)
3	Accesorios y acoples	5	6	30	61,482	18,1068	875	0,07027	0,02069
Instrumentación e instalación									
4	electricidad	10	0,4	4					
5	dobladora			10	Vahorro (lt)	Costo diesel (USD)	Costo (USD/día)		
6	Soldadora			20	49,57	0,27	13,38		
Mano de obra									
7	Instalación	14	2,17	30,38	Inversión (USD)	Costo (USD/día)	TRI (días)		
8	Soldador	16	2,17	34,72	275,95	13,38	20,6		
9	Doblador	5	2,17	10,85					
		TOTAL		275,95					