



**ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO**

**FACULTAD DE CIENCIAS**

**ESCUELA DE INGENIERIA QUÍMICA**

**CARRERA DE INGENIERÍA QUÍMICA**

**“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR DE TUBOS  
CONCÉNTRICOS PARA EL MEJORAMIENTO DE LAS CONDICIONES DE  
COMBUSTIÓN DEL DIESEL 2”**

***TESIS DE GRADO PREVIA A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE:***

***INGENIERO QUÍMICO***

**PRESENTADO POR:**

**VANESSA BELÉN MORALES LEÓN**

**LILIANA PATRICIA RAMÍREZ COLCHA**

**RIOBAMBA-ECUADOR**

**2011**

## **AGRADECIMIENTO**

Agradecemos en primer lugar a Dios, por haber guiado día a día nuestros pasos y por habernos regalado sus bendiciones, permitiéndonos alcanzar nuestras metas y objetivos. A nuestras Familias por la confianza y apoyo incondicional ya que supieron ser un soporte invaluable en todo momento de nuestras vidas.

Agradecemos de manera especial a nuestro Director de Escuela el Ing. Mario Villacrés y al Ing. Marco Chuiza, nuestros amigos y colaboradores en el desarrollo de este proyecto, quienes nos han sabido entender, orientar y compartir sus sabios conocimientos y han confiado en nosotras para hacer realidad este sueño anhelado.

Por último, queremos dejar constancia de nuestro agradecimiento a todas y cada una de las personas que de una u otra forma han contribuido con la realización del presente trabajo.

Muchas Gracias

## **DEDICATORIA**

A Dios y a la Virgen Dolorosa porque siempre han estado a mi lado. Por permitirme llegar a este momento tan especial en mi vida. Por los triunfos y los momentos difíciles que me han enseñado a valorarles cada día más

A mi papi Shashito, quien a pesar de que ya está en la presencia del Altísimo, me apoyó con su espíritu alentador, contribuyendo incondicionalmente a lograr mis metas y objetivos propuestos. Gracias papi por creer en mí, por ser un ejemplo de superación y entrega, porque en gran parte gracias a ti, hoy puedo ver alcanzada mi meta, ya que siempre estuviste impulsándome en los momentos más difíciles de mi carrera, y porque el orgullo que sentías por mí, fue lo que me hizo ir hasta el final. A mi mami Nori quien ha sabido sacarme adelante. Por haberme educado y soportar mis errores. Gracias a tus consejos, por el amor que siempre me has brindado, por cultivar e inculcar ese sabio don de la responsabilidad. ¡Gracias por darme la vida!. A ustedes mis padres queridos. A quienes les debo todo en la vida, les agradezco el cariño, la comprensión, la paciencia y el apoyo que me brindaron para culminar mi carrera profesional.

A mi esposo Boris por su paciencia y comprensión. Gracias mi amor por ser la persona que está a mi lado siempre a pesar de mis defectos. A mi hija Valentina. Mi princesa eres lo mejor que me ha pasado en la vida. Gracias por venir a este mundo a llenar de alegría mi corazón. Ustedes son la razón de mí vivir, con su amor me han demostrado que todo es posible.

A mis hermanas Vero y Magus, gracias por estar a mi lado siempre y apoyarme en todo lo que hago, por nunca darme la espalda y estar ahí cuando más las necesito. A mis amigas Diany, Paty, Tannia, Vivis y Jenny, por haber formado este grupo tan unido y por estos inolvidables años llenos de alegrías.

Vanessa Belén Morales León

## **DEDICATORIA**

A Dios y a la Virgen del Cisne mis padres celestiales por cuidarme, guiarme y darme la fortaleza necesaria para seguir adelante.

A mis padres Manuel y Alicia como un testimonio de gratitud por el gran ejemplo de superación, valores morales, apoyo, amor, confianza que en mi se depositó y con los cuales he logrado terminar mis estudios profesionales que constituyen la herencia más grande que pudiera recibir y por lo cual les viviré eternamente agradecida.

A mis hermanos Carlos, Vero, Taty y Cristian por ser mis amigos y cómplices en momentos de tristezas y alegrías, gracias por sus consejos y aliento los cuales me ayudaron a realizar una de mis metas. A Pato y Pao porque desde el momento que pasaron a formar parte de la familia demostraron cariño y preocupación hacia mí. A mis cuatro angelitos Faby, Danny, Karlita y Alejita porque con sus ocurrencias me han sacado una sonrisa y me han enseñado a vivir con alegría. A mis abuelitos y todos mis tíos por el apoyo brindado durante mis estudios.

A mis amigas Vanne, Diany, Tannia, Vivis y Jenny, por todos los momentos buenos y malos que pasamos juntas, gracias por su amistad incondicional.

Con cariño y gratitud

Liliana Patricia Ramírez Colcha

## HOJA DE FIRMAS

**NOMBRE**

**FIRMA**

**FECHA**

Dra. Yolanda Díaz

DECANA DE LA FAC. CIENCIAS

.....

.....

Ing. Mario Villacrés

DIRECTOR DE LA ESC. ING. QUIM

.....

.....

Ing. Mario Villacrés

DIRECTOR DE TESIS

.....

.....

Ing. Marco Chuiza

MIEMBRO DEL TRIBUNAL

.....

.....

Lic. Carlos Rodríguez

.....

.....

DIRECTOR CENTRO DE DOCUMENTACIÓN.

Yo, Vanessa Belén Morales León, soy responsable de las ideas y resultados expuestos en esta Tesis de Grado; y el patrimonio intelectual de la Tesis de Grado pertenece a la “ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO”

VANESSA BELÉN MORALES LEÓN

Yo, Liliana Patricia Ramírez Colcha, soy responsable de las ideas y resultados expuestos en esta Tesis de Grado; y el patrimonio intelectual de la Tesis de Grado pertenece a la “ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO”

LILIANA PATRICIA RAMÍREZ COLCHA

**ABREVIATURAS**

$q_k$  = flujo de calor o transferencia de calor

$k$  = conductividad térmica

$A$  = área perpendicular a la dirección de transferencia térmica

$q_{rad}$  = flujo de calor o transferencia de calor

$\sigma$  = constante de Stefan-Boltzmann

$T_{\infty}$  = temperatura del fluido no perturbado

$h_i$  = coeficiente de convección interno

$h_o$  = coeficiente de convección externo

$Nu_D$  = número de Nusselt

$Re_D$  = número de Reynolds

$Pr$  = número de Prandtl

$K_{fluido}$  = coeficiente de conducción del fluido

$T_c^{542}$  = Temperatura a 542 mmHg

$T_c^{760}$  = Temperatura a 760 mmHg

$\dot{m}_w$  = Flujo Másico del agua

$C_{p_w}$  = Calor específico del Agua

$T_{wi}$  = Temperatura de entrada del agua al intercambiador

$T_{wo}$  = Temperatura de salida del agua del intercambiador

$\dot{m}_a$  = Flujo Másico del diesel

$C_{p_a}$  = Calor específico del diesel

$T_{ai}$  = Temperatura de entrada del diesel al intercambiador

$T_{ao}$  = Temperatura de salida del diesel del intercambiador

$\varepsilon$  = Eficiencia del intercambiador

$q$  = Transferencia de calor real

$U$  = Coeficiente Global de Transferencia de Calor

$A$  = Área de Transferencia de Calor

$R_T$  = Resistencia Térmica Total

$h_a$  = Coeficiente de convección para el diesel

$k_t$  = Conductividad térmica de la tubería interior

$D_{ie}$  = Diámetro exterior de la tubería interior

$D_{ii}$  = Diámetro interior de la tubería 1

$L$  = Longitud del intercambiador de calor

$Re_{D_w}$  = Número de Reynolds para el anillo del

$\mu_w$  = Viscosidad dinámica del Agua



$D_{2i}$  = Diámetro interior de la tubería 2

$k_w$  = Conductividad Térmica del agua

$D_h$  = Diámetro hidráulico para el anillo formado por las dos tuberías.

$C_{min}$  = es el menor valor entre  $C_w$  y  $C_a$

$q_{max}$  = es la transferencia de calor posible

$T_s$  = Temperatura superficial del calentador

$T_a$  = Temperatura de los alrededores

$T_p$  = Temperatura de la película

$k$  = Conductividad térmica del aire

$\nu$  = viscosidad cinemática del aire

$Gr_D$  = Número de Grashof

$Ra$  = Número de Rayleigh

## **TABLA DE CONTENIDO**

RESUMEN .....	i
SUMMARY .....	iii
INTRODUCCIÓN .....	v
ANTECEDENTES .....	vii
JUSTIFICACIÓN .....	ix
OBJETIVOS .....	xi
OBJETIVOS GENERAL.....	xi
OBJETIVOS ESPECÍFICOS.....	xi
1  MARCO TEÓRICO.....	2
1.1  COMBUSTIBLES .....	2
1.1.1  DIESEL.....	3
1.1.1.1  CARACTERÍSTICAS DEL DIESEL.....	5
1.1.1.2  PROPIEDADES DEL DIESEL .....	6
1.2  CONCEPTOS BÁSICOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR.....	7
1.2.1  CONDUCCIÓN .....	7
1.2.2  RADIACIÓN .....	8
1.2.3  CONVECCIÓN .....	10
1.2.4  SISTEMAS RADIALES.....	11
1.2.5  RESISTENCIA TÉRMICA EQUIVALENTE .....	13
1.2.6  COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR .....	15
1.2.7  FLUJO INTERNO EN TUBERÍAS .....	16
1.2.8  COEFICIENTE DE CONVECCION EN ESPACIOS ANULARES .....	19
1.2.8.1  FLUJO LAMINAR .....	19
1.2.8.2  FLUJO TURBULENTO.....	20
1.3  INTERCAMBIADORES DE CALOR .....	21
1.3.1  INTERCAMBIADORES DE CALOR DE CONTACTO DIRECTO.....	22
1.3.2  INTERCAMBIADORES DE CALOR DE CONTACTO INDIRECTO .....	22
1.3.2.1  RECUPERADORES.....	23
1.3.2.1.1  Intercambiadores de Calor de Tubos Concéntricos.....	23
1.4  METODOS DE DISEÑO, SELECCIÓN Y EVALUACION DE INTERCAMBIADORES DE CALOR.....	25
1.4.1  DEFINICIONES .....	25

1.4.2	MÉTODO DE LA DIFERENCIA MEDIA LOGARÍTMICA DE TEMPERATURAS ....	26
1.4.3	MÉTODO DE LA EFECTIVIDAD ( $\epsilon$ ), NÚMERO DE UNIDADES DE TRANSFERENCIA DE CALOR (NUT) .....	28
1.4.3.1	DEFINICIONES .....	29
1.4.3.1.1	Transferencia máxima de Calor posible.....	29
1.4.3.1.2	Eficiencia $\epsilon$ .....	30
1.5	RADIO CRÍTICO .....	31
1.6	AISLANTE TÉRMICO .....	33
1.6.1	POLIURETANO.....	34
1.7	SENSORES.....	35
1.7.1	SENSOR DE TEMPERATURA .....	35
1.7.1.1	TERMOPAR.....	35
1.7.1.1.1	Principio De Funcionamiento De Las Termocuplas .....	36
1.7.2	SENSOR DE CAUDAL .....	37
1.7.2.1	ROTÁMETRO.....	37
1.7.2.1.1	Principio De Funcionamiento Del Rotámetro.....	38
1.7.3	EMISIONES CONTAMINANTES .....	39
1.7.3.1	CONTAMINANTES PRIMARIOS .....	40
1.7.3.2	EMISIONES CONTAMINANTES EN MOTORES DIESEL.....	40
2	PARTE EXPERIMENTAL .....	43
2.1	ANÁLISIS DE CAMPO.....	43
2.1.1	MUESTREO.....	43
2.2	METODOLOGIAS.....	43
2.2.1	MÉTODOS Y TÉCNICAS .....	43
2.2.1.1	MÉTODOS .....	43
2.2.1.2	TÉCNICAS .....	44
2.2.1.2.1	Determinación de la Densidad API.....	44
2.2.1.2.2	Destilación ASTM .....	44
2.2.1.2.3	Punto De Inflamación .....	45
2.2.1.2.4	Porcentaje De Gases De Escape.....	45
2.3	DATOS EXPERIMENTALES .....	46
2.3.1	DIAGNÓSTICO .....	46

2.3.2	DATOS .....	46
2.3.2.1	DETERMINACIÓN DE LA DENSIDAD API.....	47
2.3.2.2	DESTILACIÓN ASTM.....	48
2.3.2.3	PUNTO DE INFLAMACIÓN .....	51
2.3.2.4	PORCENTAJE DE GASES DE ESCAPE .....	52
3	CÁLCULOS Y RESULTADOS.....	54
3.1	DISEÑO.....	54
3.1.1	GENERALIDADES .....	54
3.1.2	CONSIDERACIONES DEL DISEÑO.....	54
3.1.3	DISEÑO DEL INTERCAMBIADOR DE TUBOS CONCÉNTRICOS .....	55
3.1.3.1	VARIABLES DE DISEÑO .....	56
3.1.3.2	BALANCE DE ENERGÍA.....	56
3.1.3.3	CÁLCULO DE LA CAPACIDAD TÉRMICA DE LOS FLUIDOS .....	57
3.1.3.4	CÁLCULO DE LA TEMPERATURA DE SALIDA DEL DIESEL .....	58
3.1.3.5	CÁLCULO DE NUT .....	59
3.1.3.6	CÁLCULO DE RESISTENCIA TÉRMICA .....	60
3.1.3.6.1	Número de Reynolds para el Agua .....	62
3.1.3.6.2	Cálculo del Número de Nusselt para el Agua .....	63
3.1.3.6.3	Cálculo del coeficiente de convección para el Agua.....	65
3.1.3.6.4	Cálculo del Número de Reynolds para el Diesel.....	65
3.1.3.6.5	Cálculo del Número de Nusselt para el Diesel.....	66
3.1.3.6.6	Cálculo del coeficiente de convección para el Diesel.....	66
3.1.3.6.7	Cálculo de la Longitud del Intercambiador de Calor .....	67
3.1.3.7	TRANSFERENCIA DE CALOR MÁXIMA POSIBLE.....	68
3.1.3.8	CÁLCULO DE LA POTENCIA DE LA RESISTENCIA .....	69
3.1.3.9	CÁLCULO DEL AISLAMIENTO TÉRMICO.....	70
3.1.3.9.1	Cálculo de la Pérdida de Calor sin Aislante.....	70
3.1.3.9.2	Cálculo del Radio Crítico....	74
3.1.3.9.3	Cálculo de la Pérdida de Calor con Aislante.....	74
3.1.3.9.4	Selección del Espesor del Aislante .....	77
3.1.3.10	DIMENSIONAMIENTO DEL TANQUE DEL COMBUSTIBLE.....	78
3.1.3.11	SISTEMA DE CONTROL DEL SISTEMA.....	79

3.2	RESULTADOS.....	80
3.2.1	DETERMINACIÓN DE LA TEMPERATURA DE SALIDA DEL DIESEL.....	80
3.2.2	DETERMINACIÓN DE LA EFICIENCIA DELQUIPO.....	80
3.2.3	DETERMINACIÓN DEL PORCENTAJE DE GASES DE ESCAPE EMITIDOS POR EL MOTOR DE DIESEL .....	81
3.3	COSTOS DEL SISTEMA DE PRECALENTAMIENTO DE COMBUSTIBLE .....	82
3.3.1.1	COSTOS DE INVERSIÓN .....	82
3.3.1.2	COSTO DE PRUEBAS .....	83
3.3.1.3	COSTOS DE OPERACIÓN .....	83
3.3.1.4	COSTO TOTAL .....	84
4	ANÁLISIS DE RESULTADOS .....	86
5	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	92
5.1	CONCLUSIONES .....	92
5.2	RECOMENDACIONES.....	94
6	BIBLIOGRAFÍA .....	95

## ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1.7.1.1-1: Rango De Temperatura De Termocuplas .....	36
Tabla 2.3.2.1-1: Datos Experimentales Iniciales Densidad API .....	47
Tabla 2.1.4.1-2: Densidad API Corregida.....	47
Tabla 2.3.2.2-1: Datos Experimentales Iniciales Destilación ASTM .....	48
Tabla 2.3.2.2-2: Pérdidas del Volumen Destilación ASTM .....	48
Tabla 2.3.2.2-3: Cálculo de R .....	49
Tabla 2.3.2.2-4: Curva de Destilación ASTM .....	49
Tabla 2.3.2.3-1: Datos Experimentales Iniciales Punto de Inflamación .....	51
Tabla 2.3.2.3-2: Punto de Inflamación Corregida.....	51
Tabla 2.3.2.4-1: Porcentaje de Gases de Escape .....	52
Tabla 3.1.3.1 - 1: Variables de Diseño.....	56
Tabla 3.1.3.3.-1: Capacidad Térmica de los Fluidos.....	58
Tabla 3.1.3.6-1: Dimensiones y pesos de tuberías de acero inoxidable del producto.....	62
Tabla 3.1.3.6-2-1: Numero de Nusselt para flujo laminar completamente desarrollado en un anillo de tubos circulares. ....	64
Tabla. 3.2.1-1: Variable de Funcionamiento.....	80
Tabla. 3.2.3-1: Pruebas de Emisión de Gases de Escape .....	81
Tabla. 3.1.4.2-1: Costos de Pruebas .....	83
Tabla. 3.1.4.3-1: Costos de Operación.....	83
Tabla. 3.1.4.3-1: Costo Total.....	84

## ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1-1 Consumo Mundial de Combustibles Fósiles por Fuente 1950-1998 (en millones de toneladas equivalente de petróleo MTEP, 1 MTEP=42 GJ).....	2
Figura 1.1-2. Producción ecuatoriana de petróleo en miles de barriles al año.....	3
Figura 2.3.2.2-1 Curva de Destilación .....	50
Figura 3.1.3.6-1 Circuito térmico del intercambiador de calor de tubos concéntricos. ....	60
Figura 3.1.3.9.1-1 Esquema de temperaturas en la tubería exterior del intercambiador.....	70
Fig. 3.1.3.9.3-1 Esquema de temperaturas de la tubería exterior del intercambiador con aislante.....	75
Figura 3.2.3.1-1 Cuadro Comparativo CO <sub>2</sub> .....	86
Figura 3.2.3.1-2Cuadro Comparativo CO.....	87
Figura 3.2.3.1-3Cuadro Comparativo NO <sub>x</sub> .....	88
Figura 3.2.3.1-4Cuadro Comparativo SO <sub>2</sub> .....	89

## ÍNDICE DE ANEXOS

ANEXO I: DIMENSIONAMIENTO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR.....	98
ANEXO II: DIMENSIONAMIENTO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR .....	99
ANEXO III: CONSTRUCCIÓN DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR.....	100
ANEXO IV: VALIDACIÓN DEL EQUIPO .....	101
ANEXO V: VALIDACIÓN DEL EQUIPO .....	102
ANEXO VI: RESULTADO DE EMISIÓN DE GASES.....	103



## **RESUMEN**

Diseño y Construcción de un Intercambiador de Calor de Tubos Concéntricos para Mejorar las Condiciones de Combustión del Diesel 2, el mismo que se encontrará en el laboratorio de Petróleos de la Escuela De Ingeniería Química, de la Facultad De Ciencias, de la Escuela Superior Politécnica De Chimborazo.

Para esta investigación se utilizó primero el método analítico el cual nos permitió observar, analizar y clasificar las variables, para posteriormente plantear una hipótesis que deje solucionar el problema propuesto.

Una vez terminado el análisis nos vimos en la necesidad de aplicar el método deductivo para determinar las leyes que rigen los procesos físico - químicos que están presentes en el intercambio de calor.

Posteriormente se recurrió al método experimental para obtener datos en tiempo real, modificar variables y corregir errores. Por lo tanto en esta investigación interactúan estos tres métodos, los cuales nos permitirán en lo posterior comprobar el proceso de precalentamiento del diesel, con el cual lograremos mejorar la combustión y por ende reducir el porcentaje de emisiones de gases al aire.

Para continuar con esta investigación se diseña y construye el intercambiador de calor de tubos concéntricos utilizando los materiales adecuados, las medidas y las condiciones establecidas en

los cálculos. Para la construcción se emplearon materiales como: laminas y tuberías de 3/8 y 1/2 pulgadas de acero inoxidable 304 , motor de diesel de 6.5 Hp, compresor, válvulas check , codos de 90°, tes, sensores tales como termocupla, barómetro, rotámetro.

Se construyó un intercambiador de calor con una longitud de 0.83 m y una altura de 1.7m además cuenta con tres tanques de almacenamiento cuya capacidad es de un galón por cada tanque.

El equipo consta de dos zonas; en la primera se realiza el precalentamiento del diesel, el cual alcanza la temperatura de 40°C en 30 minutos lo que nos da una eficiencia del 67 % y la segunda en la que se da la combustión del diesel y el monitoreo de los gases de escape en donde obtenemos 13 ppm de NO<sub>x</sub>, 1248 ppm de CO, 1.28% de CO<sub>2</sub>, 29 ppm de SO<sub>2</sub>.

Con los resultados expuestos anteriormente se puede concluir que el uso de diesel caliente en un motor de combustión interna disminuye la concentración de gases de escape lo cual es una buena alternativa para reducir la producción global de emisiones contaminantes y mejorar de esta manera la calidad del aire.

Para finalizar se recomienda ubicar el intercambiador en un lugar apropiado; que el equipo sea administrado por el responsable del Laboratorio de Petróleos de la Escuela de Ingeniería Química ya que de este modo los estudiantes lograrán realizar sus prácticas de mejor manera.

## SUMMARY

Design and Construction of a Heat Exchanger Concentric Tube to Improve the Combustion of Diesel 2, the same to be found in the laboratory of the School of Petroleum Chemical Engineering, Faculty of Sciences, the Polytechnic School of Chimborazo.

For this investigation was first used analytical method which allowed us to observe, analyze and classify the variables, and later raise a hypothesis proposed to stop the problem.

After the analysis we felt the need to apply the deductive method to determine the laws governing physical processes - chemicals that are present in the heat exchange.

Subsequently the experimental method was used to obtain data in real time, change variables and correct errors. Therefore in this study interact these three methods, which allow us to check later in the process of preheating the diesel, with which we will achieve better combustion and thereby reduce the percentage of gas emissions into the air.

To continue with this research is designed and built the heat exchanger concentric tubes using appropriate materials, measures and conditions set forth in the calculations

For the construction materials were used as plates and pipes, 3/8 and 1/2 inch 304 stainless steel, diesel engine of 6.5 hp compressor, check valves, elbows 90 °, teas, sensors such as thermocouple, barometer, rotameter.

Built a heat exchanger with a length of 0.83 m and a height of 1.7m also has three storage tanks with a capacity of one gallon per tank.

The team consists of two parts, the first one is done preheating diesel, which reaches a temperature of 40C in 30 minutes which gives us an efficiency of 67% and the second in which there is the combustion of diesel and monitoring of exhaust gases in which we get 13 ppm of NOx, 1248 ppm CO, 1.28% CO<sub>2</sub>, 29 ppm of SO<sub>2</sub>.

With the above results we can conclude that the use of a hot diesel internal combustion engine decreases the concentration of exhaust gases which is a good alternative to reduce the overall production of polluting emissions and thereby improve air quality.

.

Finally we recommend placing the exchanger in a proper place, that the team is managed by the head of the Laboratory of Petroleum Engineering, School of Chemistry and who thus make students achieve their best practices

## INTRODUCCIÓN

El uso de combustibles derivados del petróleo produce contaminantes que son nocivos para la salud de los seres vivos, lo que genera preocupación a nivel mundial debido a la contaminación del aire que en las grandes ciudades se ha incrementado con el uso de estos combustibles. Por esta razón se está realizando estudios para implementar el uso de nuevas técnicas que ayuden a reducir la contaminación ambiental.

El presente trabajo tiene como objeto diseñar y construir un intercambiador de calor de tubos concéntricos para precalentar el diesel 2 el mismo que está destinado al uso didáctico en la Escuela de Ingeniería Química, que a más del proceso de intercambio se pueden realizar otros estudios referentes a la transferencia de calor, de esta manera incentivaremos a que los estudiantes tengan una mayor motivación en este tipo de tecnologías logrando satisfacer las investigaciones que a este tema se refieren.

Si existiría una combustión adecuada de la mezcla en la cámara de combustión del motor formada por aire (oxígeno y nitrógeno) y combustible (carbono e hidrógeno) se transformaría únicamente al momento de inflamarse cuando la combustión es completa en vapor de agua ( $H_2O$ ), bióxido de carbono ( $CO_2$ ) y nitrógeno, ninguno de los cuales es nocivo; Pero a consecuencia de tener en el motor una combustión incompleta de la mezcla y al ser inflamada, los gases los cuales son emitidos al exterior se encuentran entre los anteriormente mencionados pequeñas porciones de otros productos como el monóxido de carbono  $CO$ , los óxidos de nitrógeno  $NO_x$ , hidrocarburos  $HC$  y los óxidos de azufre  $SO_x$  los cuales son perjudiciales para

la salud, y cuando se encuentran en concentraciones elevadas son considerados contaminantes y deben ser reducidos o transformados en otros productos.

La investigación se realizó en las instalaciones de la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo, y se inicia con la idea de bajar las concentraciones de los principales gases de combustión de un motor de diesel, la misma que nos llevó a la recopilación de bibliografía, luego a plantear la idea como un tema de investigación, inmediatamente realizar la simulación para determinar experimentalmente las condiciones de proceso además de identificar las variables, para posteriormente determinar el tipo de intercambiador necesario, definir el caudal de diesel a usar, y desarrollar los cálculos de ingeniería que permitieron construir dicho equipo.

Una vez concluido la construcción se realizaron las pruebas de validación en tiempo real las mismas que permitieron obtener la temperatura de salida del diesel así como analizar los gases emitidos a esta nueva condición de temperatura.

## ANTECEDENTES

América Latina no ha estado ajena a las tendencias observadas en los países desarrollados, como Estados Unidos, Japón y países europeos, en cuanto a lo que se refiere a la calidad de los combustibles derivados del petróleo, demandando cada vez más combustibles de mayor eficiencia, tanto del punto de vista de rendimiento como medioambiental.

En los últimos años han ocurrido importantes cambios en las especificaciones de los combustibles a nivel mundial. El actual desarrollo de la tecnología de los motores diesel y el menor costo del diesel para el consumidor final, han causado un crecimiento de la demanda de diesel mayor al de la demanda de gasolina. Pero también se debe indicar que la tendencia mundial en el mercado del diesel es muy clara: diesel de ultra bajo o cercano a cero contenidos de azufre.

Para obtener un diesel que cumpla con dichas especificaciones, se debe someter a este combustible a una serie de procesos físicos – químicos que mejoren sus propiedades de combustión para lo cual se necesitan una serie de equipos entre los cuales podemos mencionar los intercambiadores de calor.

Un intercambiador de calor es un dispositivo diseñado para transferir calor entre dos medios, que estén separados por una barrera o que se encuentren en contacto. Son parte esencial de los dispositivos de refrigeración, acondicionamiento de aire, producción de energía y procesamiento químico.

En general, los intercambiadores son usados para recuperar calor entre dos corrientes en un proceso. Por ejemplo para algunos de los intercambiadores más usados actualmente, algunos de los usos que se conocen son los siguientes: Intercambiadores para uso industrial desde Farmacéutico, Alimenticio, Químico, Petroquímico, Plantas Eléctricas, Plantas Siderúrgicas, Marino y otros más adecuados para trabajar en aplicaciones líquido-líquido.

En la ciudad de Riobamba y, específicamente en la Facultad de Ciencias de la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo, no se ha realizado este tipo de equipos ni de estudios.



## JUSTIFICACIÓN

La aplicación de los principios de la transferencia de calor al diseño de un equipo destinado a cubrir una determinada necesidad en ingeniería, es de capital importancia, porque al aplicar los principios al diseño, se debe trabajar en la consecución del importante logro que supone el desarrollo de un producto para obtener provecho económico.

El equipo de transferencia de calor se define por las funciones que desempeña en un proceso. Los intercambiadores recuperan calor entre dos corrientes en un proceso. Los calentadores se usan primeramente para calentar fluidos de proceso, y generalmente se usa vapor con este fin.

En general, un cambiador de calor es un aparato recorrido por dos o más medios, uno de los cuales cede al otro calor o frío. Si un proceso químico debe desarrollarse de una forma prevista de antemano, será preciso realizarlo a una determinada temperatura. Las reacciones ponen en juego, en general, considerables cantidades de calor. Casi siempre resulta conveniente enfriar los productos de la reacción en un enfriador. El calor así recuperado, puede utilizarse para recalentar otros productos o para precalentar los empleados en el propio proceso.

Incluso es obligado a veces proceder a este precalentamiento, a fin de obtener temperaturas bastantes elevadas para que el proceso de fabricación se desenvuelva normalmente. Se ha reconocido que el empleo juicioso de los balances térmicos conduce a resultados interesantes, en lo que respecta a la rentabilidad.

Desde este punto de vista, el cambiador de calor aparece como un equipo particularmente importante para mejorar el rendimiento del diesel, ya que al someterlo a un precalentamiento mejora su calidad en lo que a las emisiones de gases se refiere.

Por este motivo se ha visto la necesidad del diseño y construcción del mencionado equipo para el laboratorio de Operaciones Unitarias de la Escuela de Ingeniería Química en la Facultad de Ciencias de la ESPOCH, para satisfacer los requerimientos dentro del laboratorio y así poder impartir nuevos conocimientos acerca del manejo y utilización de equipos pilotos a los estudiantes y así mismo capacitarlos para que puedan defenderse a futuro en un excelente campo laboral.

## **OBJETIVOS**

### **OBJETIVOS GENERAL**

- Realizar el diseño y construcción de un intercambiador de calor para mejorar las condiciones de combustión del Diesel 2

### **OBJETIVOS ESPECÍFICOS**

- Simular el proceso de intercambio de calor orientado a mejorar las condiciones de combustión del Diesel 2
- Identificar las variables de proceso que se dan en el intercambio de calor
- Realizar el diseño de ingeniería para el intercambiador de calor basado en las variables de proceso
- Establecer el tipo de materiales y controles con los que se va a construir el equipo
- Construir y ensamblar el intercambiador de calor, basado en el diseño de ingeniería.
- Validar el funcionamiento del intercambiador de calor construido.

# CAPÍTULO I

## MARCO TEÓRICO

# 1 MARCO TEÓRICO

## 1.1 COMBUSTIBLES

Esta denominación hace referencia comúnmente a cualquier sustancia que, en contacto con el oxígeno del aire y a partir de una determinada temperatura, arde y produce energía térmica. En principio pueden establecerse dos tipos de combustibles según su naturaleza: los combustibles fósiles como son carbón, petróleo y sus derivados, gas natural y los biocombustibles que proceden de la biomasa.

En los últimos 50 años el consumo de combustibles fósiles ha crecido en forma significativa utilizándose primero el carbón, luego el petróleo y ahora el gas. Mientras en el año 1950 el carbón representaba el 62% del consumo total de combustibles fósiles, este se redujo al 28% en 1998. El petróleo tuvo su máximo consumo en 1980 con el 45% del total, mientras que el uso del gas natural ha venido incrementándose en los últimos años.

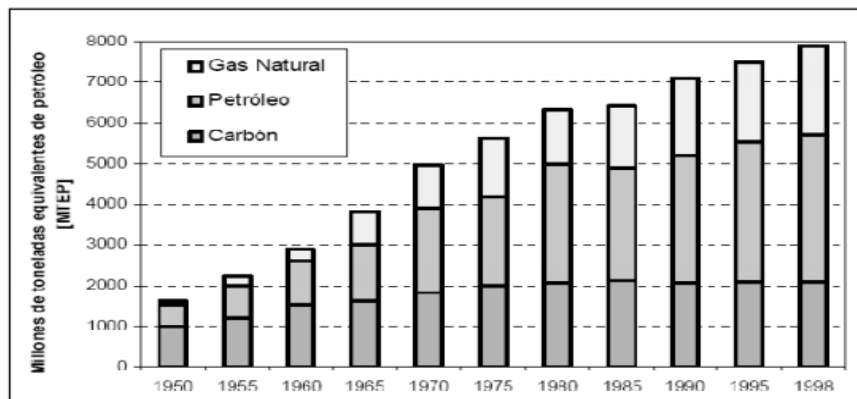


Figura 1.1-1 Consumo Mundial de Combustibles Fósiles por Fuente 1950-1998 (en millones de toneladas equivalente de petróleo MTEP, 1 MTEP=42 GJ).<sup>1</sup>

<sup>1</sup>Fuente: SÁNCHEZ Santiago; Energías Renovables Conceptos y aplicaciones; Fundación Natura; Quito; Junio 2003.

Nuestro país es rico en recursos naturales, entre ellos el más importante es el petróleo que ha sido el motor de la economía ecuatoriana en las últimas décadas. Desde la perforación del primer pozo en la península de Santa Elena en 1911 hasta la fecha se ha explorado y perforado miles de pozos que han generado recursos económicos al país. En la figura 1.1-2 se puede observar el crecimiento de la producción nacional de petróleo.

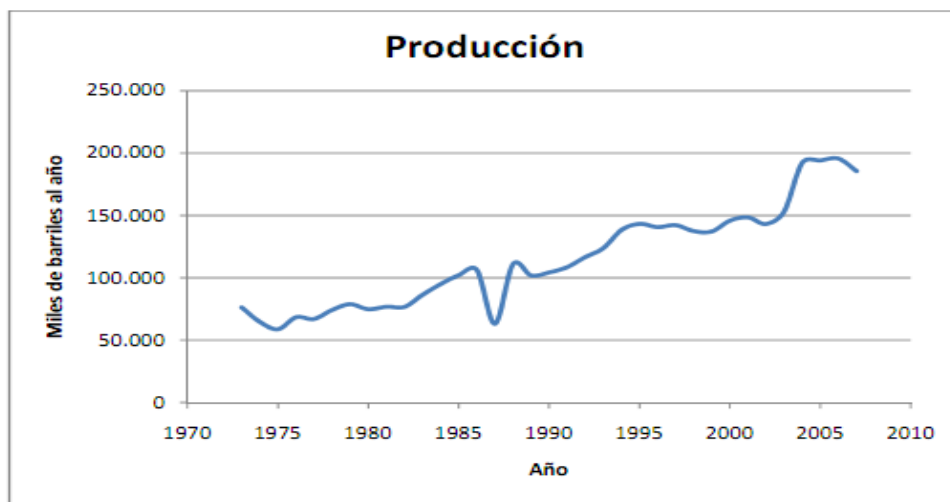


Figura 1.1-2. Producción ecuatoriana de petróleo en miles de barriles al año.

### 1.1.1 DIESEL

El gasóleo, también denominado gasoil o diesel, es un líquido de color blancuzco o verdoso y de densidad sobre  $850 \text{ kg/m}^3$  ( $0,850 \text{ g/cm}^3$ ), compuesto fundamentalmente por parafinas y utilizado principalmente como combustible en motores diesel y en calefacción. Su poder calorífico es de  $8.800 \text{ kcal/kg}$ .

En una refinería, el petróleo es convertido a una variedad de productos mediante procesos físicos y químicos. El primer proceso al que se somete el petróleo en la refinería, es la destilación para separarlo en diferentes fracciones (Figura 1.1.1-1). La sección de destilación es la unidad más flexible en la refinería, ya que las condiciones de operación pueden ajustarse para poder procesar un amplio intervalo de alimentaciones, desde crudos ligeros hasta pesados.

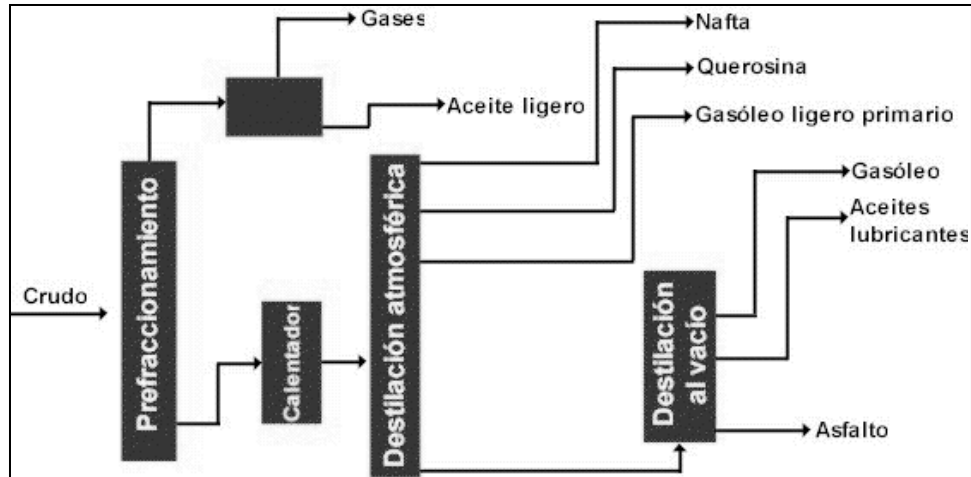
Dentro de las torres de destilación, los líquidos y los vapores se separan en fracciones de acuerdo a su peso molecular y temperatura de ebullición. Las fracciones más ligeras, incluyendo gasolinas y gas LP, vaporizan y suben hasta la parte superior de la torre donde se condensan. Los líquidos medianamente pesados, como el kerosene y la fracción Diesel, se quedan en la parte media.

Los líquidos más pesados y los gasóleos ligeros primarios, se separan más abajo, mientras que los más pesados en el fondo. Las gasolinas contienen fracciones que ebullen por debajo de los 200°C mientras que en el caso del Diesel sus fracciones tienen un límite de 350°C. Este último contiene moléculas de entre 10 y 20 átomos de Carbono, mientras que los componentes de la gasolina se ubican en el orden de 12 átomos de Carbono o menos.<sup>2</sup>

El combustible Diesel, también se manufactura, en muchos casos a partir de mezclas de gasóleos con kerosene, y aceite cíclico ligero, el cual es producto del proceso de desintegración catalítica fluida.

---

<sup>2</sup>Fuente: Calidad del petróleo Diesel. [www.cipres.cec.uchile.cl/~aletelie/index.html](http://www.cipres.cec.uchile.cl/~aletelie/index.html).



**Figura 1.1.1-1. Diagrama de flujo del proceso de refinación del petróleo.<sup>3</sup>**

En un tiempo, la manufactura de Diesel involucró utilizar lo que quedaba después de remover productos valiosos del petróleo. Hoy en día el proceso de fabricación del Diesel es muy complejo ya que comprende escoger y mezclar diferentes fracciones de petróleo para cumplir con especificaciones precisas. La producción de Diesel estable y homogéneo requiere de experiencia, respaldada por un estricto control de laboratorio.

### **1.1.1.1 CARACTERÍSTICAS DEL DIESEL**

Los hidrocarburos presentes en este combustible son de carácter saturado como los parafínicos, nafténicos, así como, aromáticos y de carácter mixto. Tiene resistencia baja al autoencendido, es decir, se enciende por compresión y su tensión superficial baja permite la fácil pulverización en

<sup>3</sup>Fuente: <http://www.cipress.cec.uchile.cl/~aletelie/index.html>.



los inyectores, su bajo contenido de azufre admite la utilización de lubricantes con bajo contenido de alcalinidad (número de TBN).

### 1.1.1.2 PROPIEDADES DEL DIESEL

Las propiedades de un Diesel comercial dependen del proceso de fabricación a partir de los cuales se ha producido ya que este proporcionará características particulares del nuevo combustible. Entre estas podemos mencionar<sup>4</sup>:

Requisitos	Unidad	Mínimo	Máximo	Método Ensayo
Punto de Inflamación	°C	51	--	INEN 1493
Corrosión Lámina de Cobre	--	--	N° 3	INEN 927
Temperatura de destilación 90%	°C	--	370	INEN 926
Agua y Sedimentos	% en V	--	0.05	INEN 1434
Índice de Cetano Calculado		45		INEN 1495
Residuo Carbonoso sobre el 10% del residuo	% peso	--	0.15	INEN 1491
Cenizas	% peso	--	0.01	INEN 1492
Viscosidad Cinemática 38°C	cSt	2.5	6.00	INEN 810
Contenido de Azufre	% peso	--	0.70	INEN 1490
Calor de Combustión	--	--	--	--

<sup>4</sup> Fuente: [http://www.petrocomercial.com/wps/documentos/Productos\\_Servicios/productos\\_limpios/Productos\\_Diesel\\_2.html](http://www.petrocomercial.com/wps/documentos/Productos_Servicios/productos_limpios/Productos_Diesel_2.html)

## 1.2 CONCEPTOS BÁSICOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR

La Transferencia de Calor es el proceso por el cual se intercambia energía térmica, siempre se produce del medio que tiene la temperatura más elevada hacia un medio de temperatura más baja, ésta se detiene cuando los dos medios se estabilizan. Esta transferencia puede ocurrir de tres modos: Conducción, Radiación y Convección.

### 1.2.1 CONDUCCIÓN

Es la transmisión de calor en un sólido o un fluido en reposo cuando en estos cuerpos existe un gradiente de temperatura, el calor se transmite de la región de mayor temperatura a la de menor temperatura, siendo el calor transmitido por conducción  $q_k$  proporcional al gradiente de temperatura  $\frac{dT}{dx}$ , a la conductividad térmica  $k$ , y a la superficie  $A$ , a través de la cual se transfiere.

La conducción se representa mediante la siguiente ecuación:

$$q_k = -kA \frac{dT}{dx} \quad \text{Ec. 1.2.1 - 1}$$

Donde:

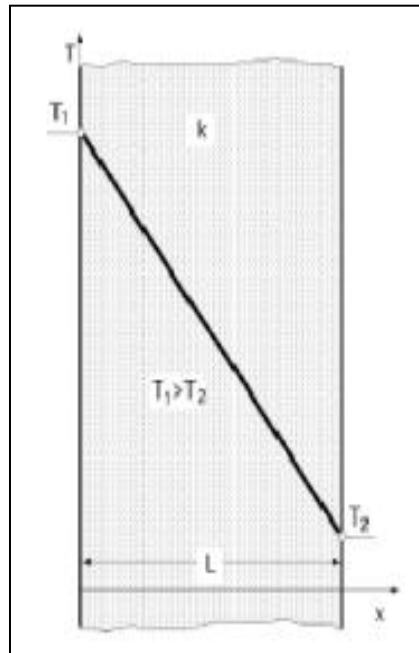
$q_k$  = flujo de calor o transferencia de calor [W]

(-) = consecuencia del Segundo Principio de la Termodinámica, según el cual, el calor debe fluir hacia la zona de temperatura más baja.

$k$  = conductividad térmica [W/m \* K]

$A$  = área perpendicular a la dirección de transferencia térmica [m<sup>2</sup>]

$\frac{dT}{dx}$  = gradiente de temperatura en la dirección  $x$  [K/m]



**Figura 1.2.1-1. Transferencia de Calor por conducción.**

## 1.2.2 RADIACIÓN

Es el transporte del calor a través de un fluido o del vacío, en forma de ondas electromagnéticas que se propagan a la velocidad de la luz. Existen muchos fenómenos diferentes de radiación pero sólo se considera la radiación térmica, es decir, aquella que transporta energía en forma de calor.

La energía que abandona una superficie en forma de calor radiante depende de la temperatura absoluta a que se encuentre y de la naturaleza de la superficie

El intercambio neto de calor por radiación viene dado en la forma:

$$q_{rad} = \varepsilon A \sigma (T_s^4 - T_{air}^4) \quad Ec. 1.2.2 - 1$$

Donde:

$q_{rad}$  = flujo de calor o transferencia de calor [W]

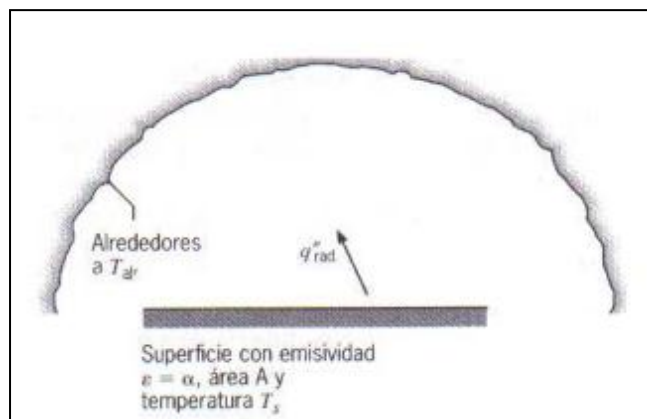
$\varepsilon$  = emisividad de la superficie radiante

$\sigma$  = constante de Stefan-Boltzmann  $\sigma = 5,67 \times 10^{-8} [\text{W}/\text{m}^2 \text{K}^4]$

$A$  = área del cuerpo radiante [ $\text{m}^2$ ]

$T_s$  = temperatura absoluta de la superficie radiante [K]

$T_{air}$  = temperatura absoluta de una superficie isotérmica mucho más grande que rodea por completo a la pequeña [K]



**Figura 1.2.2.-1 Transferencia de Calor por radiación**

### 1.2.3 CONVECCIÓN

La convección es la transmisión de calor que se produce entre un fluido a una determinada temperatura cuando entra en contacto con un sólido cuya superficie de contacto está a una temperatura distinta.

De acuerdo a la naturaleza del flujo la Transferencia de Calor se da de forma natural o forzada. Sin importar la naturaleza particular del proceso de transferencia de calor por convección, la ecuación es de la forma<sup>5</sup>

$$q_c = hA(T_\infty - T_s) \quad \text{Ec. 1.2.3 - 1}$$

Donde:

$q_c$  = flujo de calor o transmisión de calor [W]

$A$  = área superficial en contacto con el fluido [m<sup>2</sup>]

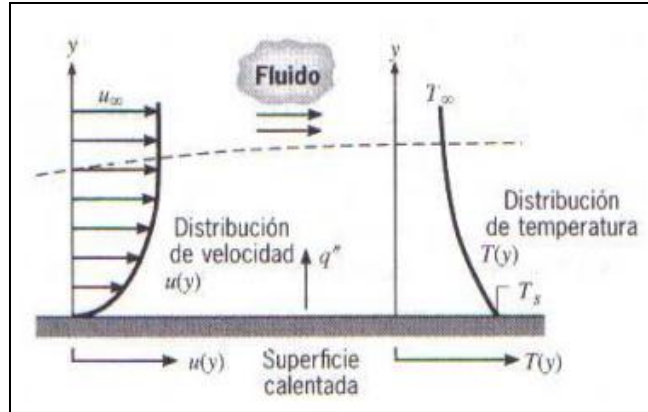
$T_s$  = temperatura de la superficie [K]

$T_\infty$  = temperatura del fluido no perturbado [K]

$h$  = es el coeficiente de transmisión del calor por convección en la interfase líquido-sólido [W/m<sup>2</sup>\*K]

---

<sup>5</sup> Fuente: INCROPERA F., Fundamentos de Transferencia de Calor, Editorial Prentice Hall, Cuarta edición, Mexico, 1999.



**Figura 1.2.3-1. Transferencia de Calor por convección**

#### 1.2.4 SISTEMAS RADIALES

Para los objetivos de este trabajo se analiza el caso de sistemas radiales específicamente los cilindros huecos, es decir tuberías, que constituyen la parte más importante de un intercambiador de calor.

Para condiciones de estado estable sin generación de calor, la forma apropiada de la ecuación de calor es:

$$\frac{1}{r} \frac{d}{dr} \left( k_r \frac{dT}{dr} \right) = 0 \quad \text{Ec. 1.2.4 - 1}$$

El significado físico de este resultado se vuelve evidente si se considera también la forma apropiada de la ley de Fourier, de ahí se tiene que la rapidez a la que se conduce la energía a través de cualquier superficie cilíndrica en el sólido se expresa como:

$$q_r = -kA \frac{dT}{dr} = -k(2\pi rL) \frac{dT}{dr} \quad \text{Ec. 1.2.4 - 2}$$

Donde  $A = 2\pi rL$  es el área normal a la dirección de Transferencia de Calor, se conoce también que la cantidad  $kr(dT/dr)$  es independiente de  $r$ , entonces la Transferencia de Calor por conducción  $q_r$ , es constante en la dirección radial.

Al determinar la distribución de temperaturas en el cilindro resolviendo la ecuación de calor, aplicando las condiciones de frontera apropiadas, y si además se asume que el valor de  $k$  es una constante, se obtiene la distribución de temperaturas:

$$T_{(r)} = \frac{T_{s,1} - T_{s,2}}{\ln(r_1/r_2)} \ln\left(\frac{r}{r_2}\right) + T_{s,2} \quad Ec. 1.2.4 - 3$$

Si se tiene presente que la distribución de temperaturas asociada con la conducción radial a través de una pared cilíndrica es logarítmica, no lineal, como lo es para la pared plana bajo las mismas condiciones, y si se usa ahora con la ley de Fourier, se obtiene la siguiente expresión para la Transferencia de Calor por conducción:

$$q_r = \frac{2\pi Lk(T_{s,1} - T_{s,2})}{\ln(r_2/r_1)} \quad Ec. 1.2.4 - 4$$

En igual forma la expresión para la Transferencia de Calor por convección en un cilindro hueco, es de la forma:

$$q_r = 2\pi rLh(T_\infty - T_s) \quad Ec. 1.2.4 - 5$$

### 1.2.5 RESISTENCIA TÉRMICA EQUIVALENTE

Es importante tomar en cuenta que existe una analogía entre la difusión de calor y la carga eléctrica, de la misma manera en que se asocia una resistencia eléctrica con la conducción de electricidad, se puede también asociar una resistencia térmica con la conducción de calor. Al asociar la resistencia como la razón de un potencial de transmisión a la Transferencia de Calor correspondiente, se obtiene que la resistencia térmica en forma general es:

$$R_T = \frac{\Delta T}{q} \quad \text{Ec 1.2.5 - 1}$$

Entonces se tiene que la resistencia térmica para los diferentes mecanismos de Transferencia de Calor, en un cilindro hueco sería de las siguientes formas:

$$\text{Conducción } R_{t,cond} = \frac{\ln(r_2/r_1)}{2\pi Lk} \quad \text{Ec. 1.2.5 - 2}$$

$$\text{Convección } R_{t,conv} = \frac{1}{h_c 2\pi rL} \quad \text{Ec. 1.2.5 - 3}$$

$$\text{Radiación } R_{t,rad} = \frac{1}{h_r 2\pi rL} \quad \text{Ec. 1.2.5 - 4}$$

Si se hace esta analogía para un sistema compuesto por un cilindro hueco con condiciones convectivas en la superficie se tiene que:



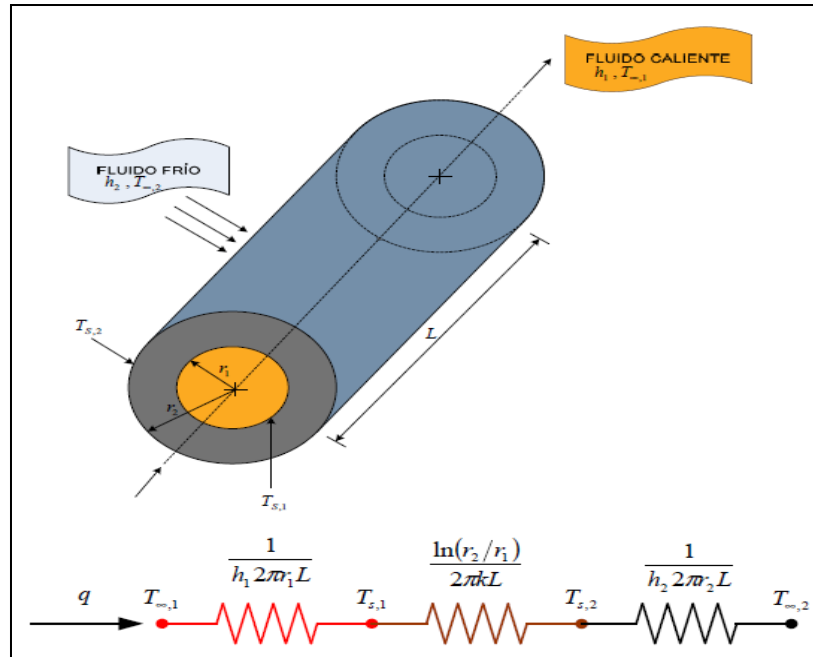


Figura 1.2.5-1 Cilindro hueco con condiciones convectivas en la superficie.

Entonces la Transferencia de Calor se expresa como:

$$q_r = \frac{T_{\infty,1} - T_{\infty,2}}{\frac{1}{2\pi r_1 L h_1} + \frac{\ln(r_2/r_1)}{2\pi k L} + \frac{1}{2\pi r_2 L h_2}}$$

$$q_r = \frac{T_{\infty,1} - T_{\infty,2}}{R_{tot}} \quad Ec 1.2.5 - 5$$

Las representaciones de circuitos proporcionan una herramienta útil para conceptualizar y cuantificar problemas de Transferencia de Calor.<sup>6</sup>

### 1.2.6 COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR

En el análisis de equipos de Transferencia de Calor resulta conveniente trabajar con un coeficiente de Transferencia de Calor total  $U$  o una resistencia térmica total  $R$  expresada como:

$$\frac{1}{UA_s} = \frac{1}{U_i A_i} = \frac{1}{U_o A_o} = R = \frac{1}{h_i A_o} + R_{pared} + \frac{1}{h_o A_o} \quad \text{Ec 1.2.6 - 1}$$

Donde los subíndices  $i$  y  $o$  se refieren a las superficies interior y exterior de la pared que separa los dos fluidos, respectivamente. Cuando el espesor de la pared del tubo es pequeño y la conductividad del material de tubo es elevada, la última relación se simplifica y queda como:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_o} \quad \text{Ec. 1.2.6 - 2}$$

Invirtiéndola relación:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_o}} \quad \text{Ec. 1.2.6 - 3}$$

Donde:

---

<sup>6</sup> Fuente: HOLMAN P., Transferencia de Calor, Editorial Mc Graw Hill, Octava Edición, España, 1998.

$h_i$  = coeficiente de convección interno [ $\text{W}/\text{m}^2 \text{ K}$ ]

$h_o$  = coeficiente de convección externo [ $\text{W}/\text{m}^2 \text{ K}$ ]

### 1.2.7 FLUJO INTERNO EN TUBERÍAS

En un flujo interno, tal como el flujo en tuberías, el fluido está confinado por una superficie. Por tanto, la capa límite no puede producirse sin quedar finalmente restringida.

La configuración de flujo interno representa una geometría conveniente para calentar y enfriar fluidos que se usan en tecnologías de procesamiento químico, control ambiental y conversión de energía.

El análisis de flujo interno en tuberías es muy útil para:

- Determinar la variación de temperatura del fluido a lo largo de la tubería.
- Evaluar los coeficientes de Transferencia de Calor.
- Determinar la caída de presión a lo largo de la tubería.

Al aplicar un balance de energía para determinar cómo varía la temperatura media  $T_m(x)$  con la posición a lo largo de un tubo y cómo está relacionada la Transferencia de Calor por convección  $q_{conv}$  con la diferencia de temperaturas en la entrada y salida del tubo. Se debe considerar lo siguiente:

- El fluido se mueve a un flujo constante  $\dot{m}$
- La Transferencia de Calor por convección ocurre en la superficie interna.

- Los cambios en energía cinética y potencial del fluido, así como la transferencia de energía por conducción en la dirección axial son despreciables.
- El trabajo de flujo que se lleva a cabo mover el fluido a través de una superficie de control es el producto de la presión del fluido  $p$  y el volumen específico  $v$ .

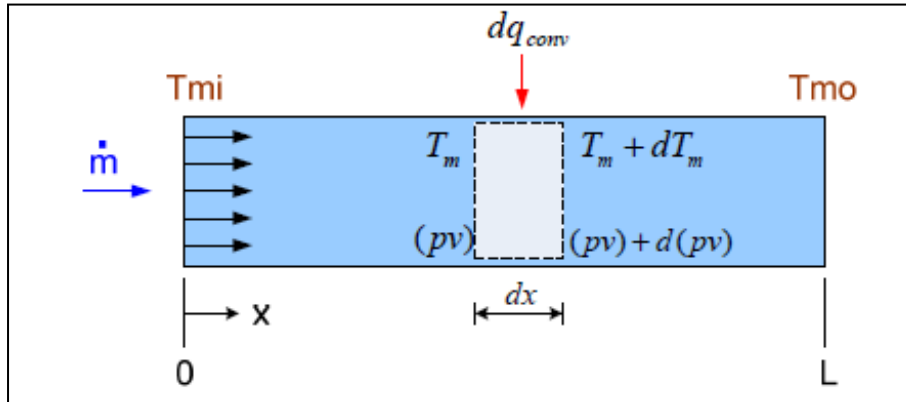


Figura 1.2.7-1. Volumen de Control para el flujo interno en tuberías.

Al aplicar el balance de energía:

$$\dot{E}_{entra} + \dot{E}_{generada} = \dot{E}_{sale} + \dot{E}_{almacena}$$

Si se conoce que:

$$\dot{E}_g = 0 \text{ y } \dot{E}_a = 0$$

$$\dot{E}_{en} = dq_{conv} + \dot{m}[C_v T_m + (pv)]$$

$$\dot{E}_{sa} = \dot{m}\{C_v(T_m + dT_m)\} + [(pv) + d(pv)]$$

$$dT_m = \frac{d}{dx}(T_m)dx \quad d(pv) = \frac{d}{dx}(pv)dx$$

Reemplazando se obtiene que:

$$dq_{conv} + \dot{m}[C_v T_m + (pv)] = \dot{m}[C_v T_m + (pv)] + \dot{m} \frac{d[C_v T_m + (pv)]}{dx} dx$$

$$dq_{conv} = \dot{m} \frac{d[C_v T_m + (pv)]}{dx} dx$$

$$dq_{conv} = \dot{m} d[C_v T_m + (pv)] \quad \text{Ec. 1.2.7-1}$$

Es decir, la rapidez de Transferencia de Calor por convección al fluido debe ser igual a la rapidez a la que aumenta la energía térmica del fluido  $\dot{m}C_v dT_m$  más la rapidez neta a la que se realiza trabajo al mover el fluido a través del volumen de control  $\dot{m}d(pv)$ .

Para el caso de líquidos incompresibles se tiene que  $C_v = C_p$  y como la variación del volumen específico es pequeña,  $d(pv)$  es mucho menor que  $d(C_v T_m)$  entonces se obtiene la siguiente ecuación:

$$dq_{conv} = \dot{m}C_p dT_m \quad \text{Ec. 1.2.7 - 2}$$

Al integrar desde la entrada hasta la salida del tubo, se relaciona con las condiciones para todo el tubo, y se tiene que:

$$q_{conv} = \dot{m}C_p (T_{m,o} - T_{m,i}) \quad \text{Ec. 1.2.7 - 3}$$

Esta expresión general se aplica independientemente de la naturaleza de las condiciones térmicas de la superficie o de las condiciones del flujo<sup>7</sup>.

## 1.2.8 COEFICIENTE DE CONVECCION EN ESPACIOS ANULARES

Este coeficiente depende de distintas variables, propiedades del fluido, de la fuerza impulsora y de las propiedades hidromecánicas del sistema. Debido a que el número de factores que afectan al coeficiente es tan grande, es casi imposible determinar sus efectos individuales por métodos experimentales directos. Para resolver este problema hacemos un análisis adimensional, agrupando las variables en números adimensionales (Número de Nusselt, Número de Prandtl, Número de Reynolds) reduciendo a unas expresiones de sencillos cálculos adimensionales.

### 1.2.8.1 FLUJO LAMINAR

En un tubo circular caracterizado por un flujo de calor superficial uniforme y condiciones laminares completamente desarrolladas, el número de Nusselt es una constante, independiente del número de Reynolds, del número de Prandtl y la posición axial.

$$Nu_D = \frac{hD}{k} = 4.36 \quad Ec. 1.2.8.1 - 1$$

---

<sup>7</sup> Fuente: AGUDELO J., Principios Básicos del MCI, Universidad de Antioquía, Facultad de Ingeniería Mecánica, Medellín, 2000.

Para condiciones laminares completamente desarrolladas, con una temperatura superficial constante, el número de Nusselt es:

$$Nu_D = \frac{hD}{k} = 3.66 \quad Ec. 1.2.8.1 - 2$$

Se debe tener en cuenta que para determinar el coeficiente de convección  $h$ , la conductividad térmica se debe evaluar en la temperatura media  $T_m$ .

### 1.2.8.2 FLUJO TURBULENTO

La correlación obtenida para flujo turbulento completamente desarrollado en un tubo circular de baja rugosidad se debe a la ecuación de Dittus-Boelter, para la determinación del coeficiente de transferencia de calor por convección forzada.

$$Nu_D = 0.023Re_D^{0.8}Pr^n \quad Ec. 1.2.8.2 - 1$$

$$n = 0.4 \text{ (calentamiento)}$$

$$n = 0.3 \text{ (enfriamiento)}$$

$$h_{1-2} = \frac{Nu_D K_{fluido}}{D} \quad Ec. 1.2.8.2 - 2$$

Donde:

$Nu_D$  = número de Nusselt

$Re_D$  = número de Reynolds

$Pr$  = número de Prandtl

$h_{1-2}$  = coeficiente de convección [ $\text{W}/\text{m}^2\text{K}$ ]

$K_{\text{fluido}}$  = coeficiente de conducción del fluido [ $\text{W}/\text{m K}$ ]

$D$  = diámetro de la tubería [m]

Estas ecuaciones se han confirmado de forma experimental para las siguientes condiciones:

$$\left[ \begin{array}{l} 0.7 \leq Pr \leq 160 \\ Re_D \geq 10.000 \\ \frac{L}{D} \geq 10 \end{array} \right]$$

Esta ecuación se debe usar solo para diferencia de temperaturas de pequeñas a moderadas, con todas las propiedades evaluadas a la temperatura media  $T_m$ .

### 1.3 INTERCAMBIADORES DE CALOR

Un intercambiador de calor es un dispositivo diseñado para transferir calor de un fluido a otro, sea que estos estén separados por una barrera sólida o que se encuentren en contacto.

El papel de los intercambiadores de calor ha adquirido una gran importancia ante la necesidad de ahorrar energía y disponer de equipos óptimos no sólo en función de su análisis térmico y del rendimiento económico de la instalación, sino también en función de otros factores como el



aprovechamiento energético del sistema, la disponibilidad y cantidad de energía y de materias primas necesarias para cumplir una determinada función.

Según los procesos de Transferencia de Calor los intercambiadores de calor se clasifican en:

- Intercambiadores de calor de contacto directo.
- Intercambiadores de calor de contacto indirecto.

### **1.3.1 INTERCAMBIADORES DE CALOR DE CONTACTO DIRECTO**

En este tipo de intercambiadores los fluidos se hallan en contacto directo, por lo se tiene Transferencia de Calor y masa, se debe recalcar que no existe la mezcla de los fluidos y que en general se los usa para enfriar grandes cantidades de agua, pero con pequeñas variaciones de la temperatura, es decir con saltos de temperatura pequeños.

Un ejemplo de aplicación de este tipo de intercambiador se lo tiene en las torres de enfriamiento, donde el agua es el fluido caliente y el aire el fluido frío. Los tipos más comunes son las torres de enfriamiento por convección natural y por convección forzada.

### **1.3.2 INTERCAMBIADORES DE CALOR DE CONTACTO INDIRECTO**

En esta clase de intercambiadores los fluidos caliente y frío están separados por una pared con sus respectivas superficies de Transferencia de Calor. Se clasifican en:

1. Intercambiadores de transferencia de calor directa o Recuperadores

Dentro de estos tenemos:

- Intercambiadores de Calor de Tubos Concéntricos
- Intercambiadores de Calor de Coraza y Tubos
- Intercambiadores de Calor Compactos

2. Intercambiadores de transferencia de calor indirecta o Regeneradores

### **1.3.2.1 RECUPERADORES**

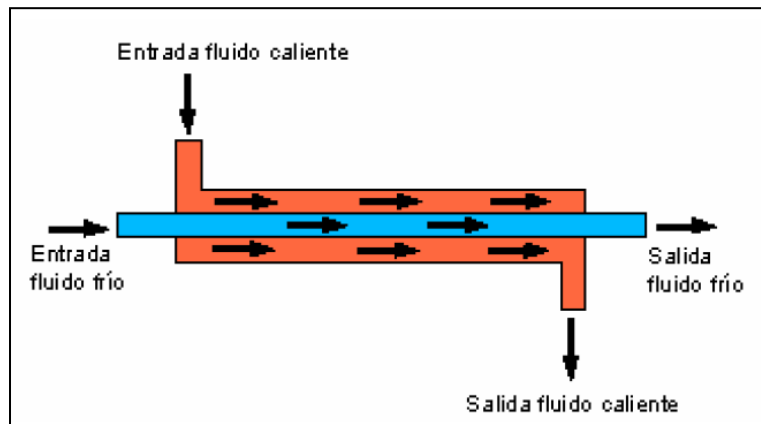
En estos intercambiadores el calor se transfiere mediante convección desde el fluido caliente hacia la superficie de la pared, por conducción a través de ella y por convección desde la superficie de la pared hacia el fluido frío.

#### 1.3.2.1.1 Intercambiadores de Calor de Tubos Concéntricos

Uno de los fluidos pasa por el tubo más pequeño, en tanto que el otro pasa por el espacio anular entre los dos tubos.

##### A. Flujo paralelo

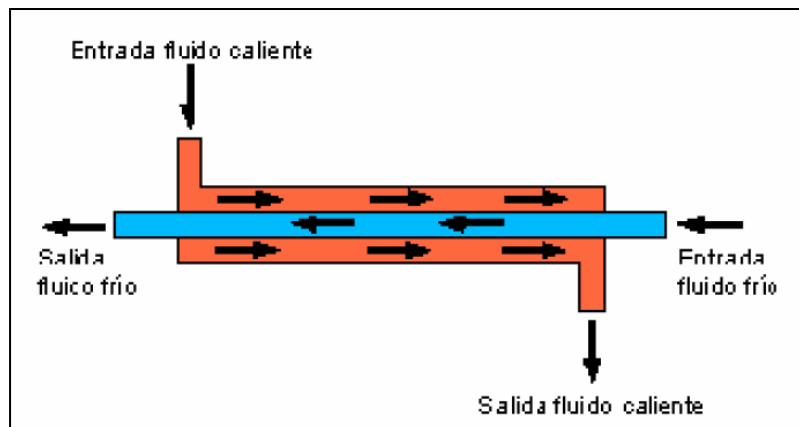
Los dos fluidos entran al intercambiador por el mismo extremo y se mueven en la misma dirección.



**Figura 1.3.2.1.1-1. Intercambiador de calor de tubos concéntricos de flujo paralelo**

B. Contra flujo

Los dos fluidos entran al intercambiador por los extremos opuestos y fluyen en direcciones opuestas.



**Figura 1.3.2.1.1-2. Intercambiador de calor de tubos concéntricos contra flujo**

## 1.4 METODOS DE DISEÑO, SELECCIÓN Y EVALUACION DE INTERCAMBIADORES DE CALOR

Para el análisis de intercambiadores de calor en general se usan los siguientes métodos:

1. Método de la diferencia media logarítmica de temperaturas (DMLT).
2. Método de la efectividad ( $\epsilon$ ), número de unidades de Transferencia de Calor (NUT).

### 1.4.1 DEFINICIONES

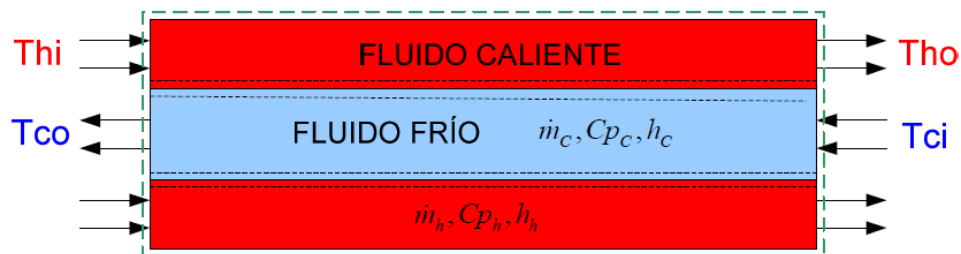


Figura 1.4.1-1. Balance de energía en un intercambiador de calor.

#### FLUIDO CALIENTE:

$Th_i, Th_o$ : Temperatura de ingreso y salida del fluido caliente [ $^{\circ}\text{C}$ ]

$Cp_h$ : Calor específico del fluido caliente [ $\text{J/kg } ^{\circ}\text{C}$ ]

$\dot{m}_h$ : Flujo másico del fluido caliente [ $\text{kg/s}$ ]

$h_h$ : Coeficiente de transferencia de calor del fluido caliente [ $\text{W/m}^2 \text{ } ^{\circ}\text{C}$ ]

#### FLUIDO FRÍO:

$T_{c_i}, T_{c_o}$ : Temperatura de ingreso y salida del fluido frío [°C]

$C_{p_c}$ : Calor específico del fluido frío [J/kg °C]

$\dot{m}_c$  : Flujo másico del fluido frío [kg/s]

$h_c$ : Coeficiente de transferencia de calor del fluido caliente [W/m<sup>2</sup> °C]

### **GEOMETRÍA:**

$A_i, A_o$  : Áreas de Transferencia de Calor interna y externa [m<sup>2</sup>]

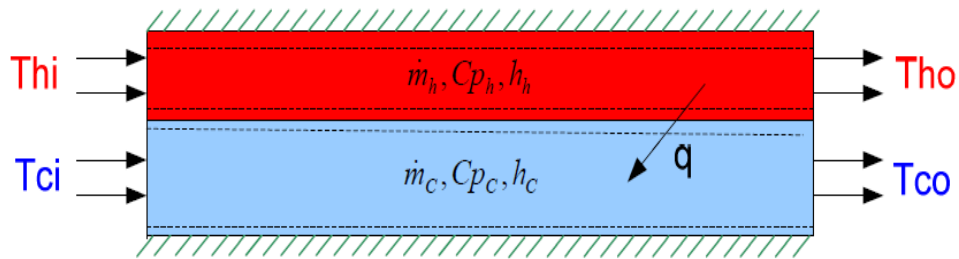
## **1.4.2 MÉTODO DE LA DIFERENCIA MEDIA LOGARÍTMICA DE TEMPERATURAS**

Para diseñar o predecir el rendimiento de un intercambiador de calor, es esencial relacionar la Transferencia total de Calor con cantidades tales como las temperaturas de entrada y salida del fluido, el coeficiente global de transferencia de calor, y el área superficial total para la Transferencia de Calor.

Dichas relaciones se pueden obtener fácilmente al realizar un balance de energía a los fluidos frío y caliente, pero tomando en consideración las siguientes restricciones:

1. El análisis se realiza en el estado estable.
2. Los calores específicos de los fluidos se mantienen constantes.
3. Los intercambiadores de calor son adiabáticos, esto significa que el intercambio de calor es entre los fluidos.

4. No se considera la Transferencia de Calor en la dirección axial, es predominante en la dirección radial.
5. El coeficiente global de Transferencia de Calor es uniforme a lo largo del intercambiador de calor.
6. Los cambios en la energía cinética y potencial son despreciables.<sup>8</sup>



**Figura 1.4.2-1. Balance global de energía para los fluidos caliente y frío en un intercambiador de calor.**

Aplicando un balance de energía se tiene que:

$$q_h = \dot{m}_h C_{p_h} (T_{h_i} - T_{h_o}) = C_h (T_{h_i} - T_{h_o}) \quad Ec. 1.4.2 - 1$$

$$q_c = \dot{m}_c C_{p_c} (T_{c_o} - T_{c_i}) = C_c (T_{c_o} - T_{c_i}) \quad Ec. 1.4.2 - 2$$

Donde las temperaturas que aparecen en las expresiones se refieren a las temperaturas medias del fluido en las posiciones que se señalan. Estas ecuaciones son independientes del arreglo del flujo y del tipo de intercambiador de calor.

<sup>8</sup> Fuente: INCROPERA F., Fundamentos de Transferencia de Calor, Editorial Prentice Hall, Cuarta edición, Mexico, 1999.

Se obtiene otra expresión útil al relacionar la Transferencia de Calor  $q$  con la diferencia de temperaturas  $\Delta T$  entre los fluidos caliente y frío, donde:

$$\Delta T = T_h - T_c \quad \text{Ec. 1.4.2 - 3}$$

Tal expresión es una extensión de la ley de enfriamiento de Newton, pero tomando en cuenta que se usa el coeficiente global de transferencia de calor  $U$  en lugar del coeficiente único de convección  $h$ .

Se debe tener en cuenta también que  $\Delta T$  varía con la posición en el intercambiador de calor, por lo que es necesario trabajar con una ecuación de flujo de la forma:

$$q = UA\Delta T_m \quad \text{Ec. 1.4.2 - 4}$$

Donde  $\Delta T_m$  es una diferencia de temperaturas media apropiada. Sin embargo, se debe establecer la forma específica de  $\Delta T_m$

### **1.4.3 MÉTODO DE LA EFECTIVIDAD ( $\epsilon$ ), NÚMERO DE UNIDADES DE TRANSFERENCIA DE CALOR (NUT)**

Es más sencillo utilizar el método de la diferencia media logarítmica de temperaturas para analizar un intercambiador de calor, cuando se conocen las temperaturas de entrada de los fluidos y las temperaturas de salida se especifican o se determinan con facilidad a partir de las expresiones de balance de energía.

Sin embargo, si solo se conocen las temperaturas de entrada, el uso de la diferencia media logarítmica de temperaturas requiere un proceso iterativo, para estos casos es aconsejable utilizar el método de la eficiencia-NUT como un método alternativo de cálculo.

### 1.4.3.1 DEFINICIONES

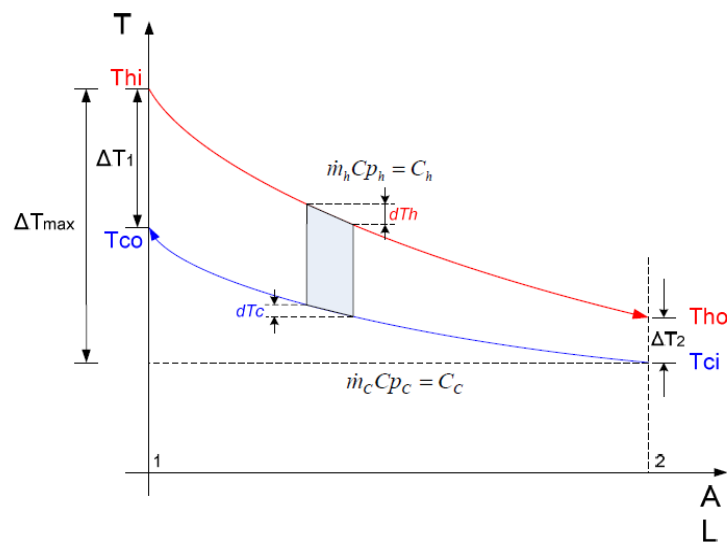


Figura 1.4.3.1-1. Definiciones usadas en un intercambiador de calor.

#### 1.4.3.1.1 Transferencia máxima de Calor posible

En principio esta Transferencia de Calor se puede conseguir en un intercambiador de calor en contraflujo (figura superior) de longitud infinita. En este intercambiador uno de los fluidos experimentaría la diferencia de temperaturas máxima posible,  $Th_i - Tc_i$ .



Se puede observar en la gráfica también que si  $C_h < C_c$ , el fluido caliente experimentará el cambio de temperatura más grande y si se enfriaría a la temperatura de entrada del fluido frío, entonces  $T_{h_o} = T_{c_i}$ , de donde se tiene:

$$q_{m\acute{a}x} = C_h(T_{h_i} - T_{c_i})$$

A partir de esta ecuación se puede deducir que si  $C_c < C_h$ , entonces:

$$q_{m\acute{a}x} = C_c(T_{h_i} - T_{c_i})$$

En base a estos resultados se puede expresar la ecuación general:

$$q_{m\acute{a}x} = C_{min}(T_{h_i} - T_{c_i}) \qquad \text{Ec. 1.4.3.1.1 - 1}$$

Donde  $C_{min}$  es igual a la menor capacidad calórica de los fluidos. Esta expresión proporciona la Transferencia de Calor máxima que podría entregar el intercambiador.

#### 1.4.3.1.2 Eficiencia $\varepsilon$

Es la razón entre la transferencia real de calor para un intercambiador de calor y la transferencia de calor máxima posible.

$$\varepsilon = \frac{q}{q_{m\acute{a}x}} \qquad \text{Ec. 1.4.3.1.2 - 1}$$

De donde se sigue que:

$$\varepsilon = \frac{q_h}{q_{m\acute{a}x}} \quad \varepsilon = \frac{q_c}{q_{m\acute{a}x}}$$

$$\varepsilon = \frac{C_h(T h_i - T h_o)}{C_{min}(T h_i - T c_i)} \varepsilon = \frac{C_c(T c_o - T c_i)}{C_{min}(T h_i - T c_i)}$$

$$Si C_h = C_{min} Si C_c = C_{min}$$

$$\varepsilon = \frac{(T h_i - T h_o)}{(T h_i - T c_i)} \varepsilon = \frac{(T c_o - T c_i)}{(T h_i - T c_i)}$$

Para cualquier intercambiador de calor la eficiencia es

$$\varepsilon = f \left[ NUT, \frac{C_{min}}{C_{max}} \right] \quad Ec. 1.4.3.1.2 - 2$$

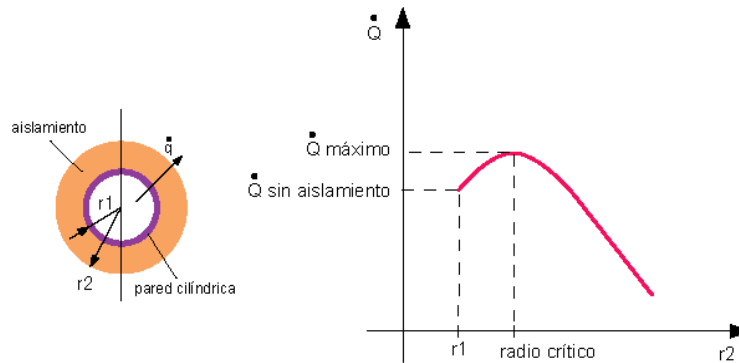
El número de unidades de Transferencia de Calor NUT es un parámetro adimensional que se usa ampliamente para el análisis de intercambiadores de calor y se define como

$$NUT = \frac{UA}{C_{min}} \quad Ec. 1.4.3.1.2 - 3$$

## 1.5 RADIO CRÍTICO

Es el valor para el cual el calor transmitido alcanza un máximo, normalmente es pequeño en orden de milímetros. Al incrementar el grosor del aislamiento térmico de una pared plana siempre disminuye la transferencia de calor. Cuanto más grueso sea el aislante más baja será la velocidad de transferencia de calor. Esto es así debido a que el área de la superficie de intercambio de calor pared-fluido no varía.

No ocurre lo mismo con las paredes cilíndricas o esféricas. En este caso, la resistencia total, y por tanto la potencia térmica, varía con el valor del radio exterior del aislamiento. Dicha variación responde a la curva de la figura:



**Figura 1.5-1. Radio Crítico**

Esto es debido a que el aislamiento adicional incrementa la resistencia a la conducción pero al mismo tiempo disminuye la resistencia a la convección debido al aumento del área exterior.

Para calcular el radio crítico se parte de la expresión de transferencia de calor correspondiente al tipo de pared considerado en función de  $r_2$ , Q-punto ( $r_2$ ), se deriva esta expresión respecto a  $r_2$ , se iguala a 0 y se despeja  $r_2$ . El valor resultante de  $r_2$  será el correspondiente al radio crítico.

- si  $r_1 < r_2 < [ \text{radio crítico} + ( \text{radio crítico} - r_1 ) ]$  la velocidad de transferencia de calor aumenta respecto a la pared sin aislamiento

- si  $r_2 > [\text{radio crítico} + (\text{radio crítico} - r_1)]$  la velocidad de transferencia de calor disminuye respecto a la pared sin aislamiento.<sup>9</sup>

## 1.6 AISLANTE TÉRMICO

Es un material usado en la construcción y la industria y caracterizado por su alta resistencia térmica. Establece una barrera al paso del calor entre dos medios que naturalmente tenderían a igualarse en temperatura, impidiendo que entre o salga calor del sistema que nos interesa (como una vivienda o una nevera).

Entre los principales materiales usados como aislantes térmicos tenemos:

- Lana mineral (lana de roca)
- Poliestireno expandido
- Poliestireno extruido
- Espuma de poliuretano
- Espuma de resina fenólica
- Espuma de vidrio (lana de vidrio)
- Losas de lana de madera
- Placas de perlita
- Corcho
- Fibras de la madera

---

<sup>9</sup>Fuente: [//www.telecable.es/personales/albatros1/calor/transferencia\\_de\\_calor\\_032\\_coeficiente\\_global.htm](http://www.telecable.es/personales/albatros1/calor/transferencia_de_calor_032_coeficiente_global.htm)

### 1.6.1 POLIURETANO

El poliuretano (PUR) es un polímero que se obtiene mediante condensación de di-bases hidroxílicas combinadas con disocianatos. Los poliuretanos se clasifican en dos grupos, definidos por su estructura química, diferenciados por su comportamiento frente a la temperatura. De esta manera pueden ser de dos tipos:

- Termoestables
- Termoplásticos

Los poliuretanos termoestables más habituales son espumas, muy utilizadas como aislantes térmicos y como espumas resilientes. La capacidad de aislamiento térmico del poliuretano se debe al gas aprisionado en las celdillas cerradas del entramado del polímero.

Características:

- Rango de temperatura de trabajo  $-40^{\circ}\text{C}$   $+90^{\circ}\text{C}$ .
- Alta resistencia mecánica.
- Alto poder amortiguador.
- Buena resistencia a los hidrocarburos
- Su coeficiente de conductividad térmica:  $0,023 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ <sup>10</sup>

---

<sup>10</sup>Fuente: <http://es.wikipedia.org/wiki/Poliuretano>

## **1.7 SENSORES**

Un sensor es un dispositivo capaz de detectar magnitudes físicas o químicas, llamadas variables de instrumentación, y transformarlas en variables eléctricas. Las variables de instrumentación pueden ser por ejemplo: temperatura, intensidad lumínica, distancia, aceleración, inclinación, desplazamiento, presión, fuerza, torsión, humedad, pH, etc.

### **1.7.1 SENSOR DE TEMPERATURA**

Estos sensores consisten en una fina película de resistencia variable con la temperatura (RTD) y están calibrados por láser para una mayor precisión e intercambiabilidad. Las salidas lineales son estables y rápidas.

Entre los principales tipos de sensores de temperatura:

- Termopares
- Termistores
- Circuitos integrados termo sensibles

#### **1.7.1.1 TERMOPAR**

Un termopar o termocupla es un transductor formado por la unión de dos metales distintos que produce un voltaje que es función de la diferencia de temperatura entre uno de los extremos denominado "punto caliente" o unión caliente o de medida y el otro denominado "punto frío" o unión fría o de referencia.

Son económicos, intercambiables, tienen conectores estándar y son capaces de medir un amplio rango de temperaturas. Su principal limitación es la exactitud ya que los errores del sistema inferiores a un grado Celsius son difíciles de obtener.

**Tabla 1.7.1.1-1**  
**Rango De Temperatura De Termocuplas**

<b>Termocupla</b>	<b>Rango</b>	<b>Clase 1. Desviación máxima (±) (1)</b>
Cobre --. Cobre-níquel, Tipo T	-40 a + 350°C	0,5 °C ó 0,004 (t)
Hierro --. cobre- níquel, Tipo J	-40a+ 750 °C	1,5 °C ó 0,004 (t)
Níquel-cromo --. níquel, Tipo K	- 40 a1.000 °C	1,5 °C ó 0,004 (t)
Platino-rodio 13% --. platino, Tipo R .	0 a + 1.600°C	1 °C ó 1 + 0,003 (t - 1. 100)°C
Platino-rodio 10% --. platino, Tipo S	0 a + 1. 600°C	1 °C ó 1 + 0,003 ( t - 1.100)°C

#### 1.7.1.1.1 Principio De Funcionamiento De Las Termocuplas

Una termocupla consiste de un par de conductores de diferentes metales o aleaciones (termopar o termoelementos); uno de los extremos, la junta de medición está colocado en el lugar donde se ha de medir la temperatura.

Los dos conductores (termoelementos) salen del área de medición y terminan en el otro extremo, la junta de referencia. Se produce entonces una fuerza electromotriz (fem) que es función de la diferencia de temperatura entre las dos juntas

Dado que el principio de medición se basa en la diferencia de temperatura entre la junta de medición y la de referencia, la temperatura en la junta de referencia debe ser conocida y constante. De no ser esto posible, dicha temperatura deberá ser determinada por un segundo sensor<sup>11</sup>.

## **1.7.2 SENSOR DE CAUDAL**

Los sensores de caudal recogen las velocidades del flujo de aire o líquidos. Los sensores de caudal usan diferentes principios de medición. Los sensores de caudal para líquidos funcionan por ejemplo sobre la base de ultrasonidos.

Esta medición sin contacto tiene la ventaja que los sensores no están expuestos a golpes de ariete y medios sólidos. Por otro lado, los sensores de caudal son utilizados en el sector de calefacción, ventilación y climatización para el análisis de la velocidad del aire.

### **1.7.2.1 ROTÁMETRO**

---

<sup>11</sup>Fuente: <http://www.metring.com/notes/HI-10-10-MT2009.pdf>



Los rotámetros o flujómetros son instrumentos utilizados para medir caudales, tanto de líquidos como de gases que trabajan con un salto de presión constante. Se basan en la medición del desplazamiento vertical de un “elemento sensible”, cuya posición de equilibrio depende del caudal circulante que conduce simultáneamente, a un cambio en el área del orificio de pasaje del fluido, de tal modo que la diferencia de presiones que actúan sobre el elemento móvil permanece prácticamente constante

#### 1.7.2.1.1 Principio De Funcionamiento Del Rotámetro

El rotámetro en su forma más simple consta de un tubo de vidrio de baja conicidad, en cuyo interior se encuentra el elemento sensible al caudal que circula por el tubo, al cual se denomina “flotador”. Bajo la acción de la corriente de líquido o gas el flotador se desplaza verticalmente, e indica sobre una escala graduada directamente el caudal circulante, a una altura que sirve como dato de entrada para determinar el caudal en una curva o gráfico de calibración que debe obtenerse experimentalmente.

El principio de funcionamiento de los rotámetros se basa en el equilibrio de fuerzas que actúan sobre el flotador. En efecto, la corriente fluida que se dirige de abajo hacia arriba a través del tubo cónico del rotámetro, provoca la elevación del flotador hasta una altura en que el área anular comprendido entre las paredes del tubo y el cuerpo del flotador, adquiere una dimensión tal que las fuerzas que actúan sobre el mismo se equilibran, y el flotador se mantiene estable a una altura que corresponde a un determinado valor de caudal circulante.

Las fuerzas que actúan sobre el flotador son tres y de naturaleza distinta:

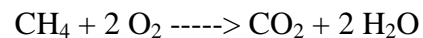
1. Fuerza de origen aerodinámico o resistencia aerodinámica, D actuando hacia arriba.
2. Fuerza de Arquímedes o empuje hidrostático, E también actuando hacia arriba.
3. Fuerza gravitatoria o peso W actuando hacia abajo.

### 1.7.3 EMISIONES CONTAMINANTES

Los contaminantes del aire son sustancias que, están presentes en la atmósfera, afectan de manera adversa la salud de humanos, animales, plantas o vida microbiana, dañan materiales o interfieren con la calidad de vida.

En buena medida, los contaminantes del aire son subproductos directos e indirectos de quemar carbón, gasolina, diesel y otros combustibles, así como los desechos (papeles, cartón, trapos, aserrín, etc.).

Los combustibles son compuestos orgánicos generalmente hidrocarburos, cuando se queman por completo, los subproductos son dióxido de carbono (CO<sub>2</sub>) y vapor de agua (H<sub>2</sub>O), como se ve en la siguiente fórmula de la combustión del metano:



Sin embargo, la oxidación rara vez es completa y participan sustancias mucho más complejas que el metano.

### **1.7.3.1 CONTAMINANTES PRIMARIOS**

Los contaminantes primarios son los que se producen directamente en el proceso de combustión entre los que se tiene: partículas de carbón, compuestos orgánicos volátiles (COV), monóxido de carbono (CO), óxidos de nitrógeno (NO<sub>x</sub>), óxidos de azufre (SO<sub>x</sub>) y plomo.

Cuando los combustibles se queman vierten a la atmósfera partículas compuestas de carbono y que son las que se ven como hollín y humo. Además, algunos fragmentos de las moléculas de los combustibles que quedan sin combustionar, que son compuestos orgánicos volátiles. El resultado de la oxidación incompleta del carbono es el monóxido de carbono (CO), mientras que el de la completa es el dióxido (CO<sub>2</sub>).

Para la combustión se utiliza aire, que es 78% de nitrógeno y 21% de oxígeno. A temperaturas de combustión elevadas, una parte del nitrógeno se oxida y forma óxido nítrico (NO).

### **1.7.3.2 EMISIONES CONTAMINANTES EN MOTORES DIESEL**

Los motores diesel trabajan con mezclas pobres es decir con exceso de aire, adicional a esto el proceso de combustión se realiza por la inyección de combustible en el cilindro en donde se encuentra aire a alta temperatura y presión. Estos factores inciden en la producción de contaminantes nocivos para la salud generados por estos motores. Entre los que se tiene material particulado, óxidos de azufre, óxidos de nitrógeno entre otros.

Los óxidos de nitrógeno (NO<sub>x</sub>) se generan por la reacción del oxígeno y del nitrógeno bajo condiciones de alta presión y temperatura en el interior de cilindro.

Los NO<sub>x</sub> consisten en óxido nítrico (NO) y un bajo porcentaje de dióxido de nitrógeno (NO<sub>2</sub>).

El dióxido de azufre ( $\text{SO}_2$ ) se genera por el azufre presente en el combustible, y su concentración depende de la cantidad de azufre que contenga el combustible.

El dióxido de azufre es un gas tóxico incoloro, con la característica de emitir un olor irritante. La oxidación del ( $\text{SO}_2$ ) produce trióxido de azufre, precursor del ácido sulfúrico, responsable de las partículas de sulfato en las emisiones diesel.

Los óxidos de azufre tienen un profundo impacto en el medio ambiente es la mayor causa de la lluvia ácida.

El material particulado del diesel (MPD) o partículas, es un complejo agregado de materiales sólidos y líquidos, su origen se debe a partículas de carbono, generadas en el cilindro durante la combustión. Generalmente, el MPD está dividido en tres partes básicas.

- Sólidos - partículas de carbón seco, conocido como hollín.
- FOS - hidrocarburos pesados absorbidos y condensados en partículas de carbón, llamados fracción orgánica soluble.
- $\text{SO}_4$  - radical sulfato, ácido sulfúrico hidratado.

# CAPÍTULO II

## PARTE EXPERIMENTAL

## **2 PARTE EXPERIMENTAL**

### **2.1 ANÁLISIS DE CAMPO**

#### **2.1.1 MUESTREO**

Para la selección de las muestras de Diesel 2, se consideró como universo a la gasolinera Arcentales de la ciudad de Riobamba. Para tomar las muestras se realiza un muestreo simple al azar. Se adquirieron 5 galones de un tipo específico de diesel ya que esto nos permitirá tener uniformidad en las pruebas experimentales y de validación del equipo.

Se realizarán 5 tomas las cuales serán sometida análisis físico para determinar que cumple con los parámetros establecidos ya que esto nos garantiza la optimización del proceso y por ende nos orientarán hacia la construcción del equipo.

### **2.2 METODOLOGIAS**

#### **2.2.1 MÉTODOS Y TÉCNICAS**

##### **2.2.1.1 MÉTODOS**

El método utilizado es el experimental inductivo - deductivo ya que primero se va a determinar las variables que se presentan en el intercambiador de calor y como estas afectan al proceso. Una vez conocidas estas variables se podrá establecer las características del intercambiador.

De esta manera que se podrá dar respuesta algunas interrogantes que se presentaron, como son: temperatura de entrada y salida de los diferentes fluidos, eficiencia del equipo, etc.

### **2.2.1.2 TÉCNICAS**

Primero cabe indicar que la parte experimental está dividida en dos partes:

- La primera parte consta de los ensayos realizados en el Laboratorio de Petr6leos de la Escuela de Ingeniería Química de la ESPOCH, para determinar las siguientes propiedades físicas del diesel: Determinación de la Densidad API, Destilación ASTM, Punto de Inflamación.
- Mientras que en la segunda parte se indican los ensayos realizados en el banco de pruebas de motor Diesel del Laboratorio de Termodinámica de la Facultad de Ingeniería Mecánica de la Escuela Politécnica Nacional, allí se determinó el porcentaje de gases emitidos por el motor.

#### **2.2.1.2.1 Determinación de la Densidad API**

La determinación de la densidad API de un petróleo y de sus derivados es necesaria para la conversión de volúmenes medidos a una temperatura cualquiera a volúmenes a la temperatura estándar de 60°F. Para determinar la densidad API utilizamos la Norma ASTM D-287-67.

#### **2.2.1.2.2 Destilación ASTM**

Este método cubre la destilación atmosférica de productos de petróleo para determinar sus rangos de ebullición característicos. Para establecer la Destilación ASTM usamos la Norma ASTM D-86

### **2.2.1.2.3 Punto De Inflamación**

Este método cubre la determinación del punto de inflamación, mediante la prueba en copa cerrada Pensky - Martens, de productos de petróleo en el rango de temperatura comprendido desde 40 °C hasta 360°C. Para determinar el Punto de Inflamación utilizamos la Norma ASTM D - 93 - 80

### **2.2.1.2.4 Porcentaje De Gases De Escape**

El presente procedimiento tiene por objeto describir el instructivo de trabajo que se debe realizar para poder analizar la cantidad de gases de combustión emitidas por el motor de diesel presente en el banco de pruebas.

**Materiales y Equipos.** Los materiales y equipos utilizados en la práctica fueron:

- Banco de Pruebas de motor Diesel
- Diesel

**Procedimiento.** Los pasos a seguir en esta práctica son:

#### ***a) Toma de porcentaje de gases de escape emitidos por el Diesel a Temperatura Ambiente***

- Colocar la muestra de diesel en su respectivo tanque. Tomar la temperatura de entrada.
- Encender el motor (1250 rpm) para que se realice la combustión interna del diesel



- Una vez que se empiecen a emitir los gases de combustión realizar el análisis de los mismo con la ayuda del Testo 350 M/XL (Análisis realizado por UNIMEG de la Facultad de Ingeniería Química de la Escuela Politécnica Nacional)

## **2.3 DATOS EXPERIMENTALES**

### **2.3.1 DIAGNÓSTICO**

Las pruebas realizadas, nos proporcionan datos sobre las propiedades físicas del diesel, así como también nos indican el porcentaje de gases de escape que se emite y la variación que este porcentaje sufren cuando el diesel se encuentra a mayor temperatura.

El resultado de estas pruebas nos indican que las propiedades del diesel seleccionado si cumplen con la norma INEN 1489:2011

También nos señalan que el porcentaje de gases de escape se encuentra dentro de los rangos permitidos por la norma TULAS para motores de combustión interna.

### **2.3.2 DATOS**

Los datos que se obtuvieron en la simulación se presentan a continuación en las siguientes tablas:

### 2.3.2.1 DETERMINACIÓN DE LA DENSIDAD API

**Tabla 2.3.2.1-1**  
**Datos Experimentales Iniciales Densidad API**

<b>N° de Muestra</b>	<b>Densidad API</b>
1	36.1
2	36.2
3	36.2
4	36.1
5	36.1

Fuente: Datos Experimentales Laboratorio  
Autores: Vanessa Morales y Liliana Ramírez

**Tabla 2.1.4.1-2**  
**Densidad API Corregida**

<b>N° de Muestra</b>	<b>Densidad API Corregida (Tablas)</b>
1	35.6
2	35.7
3	35.7
4	35.6
5	35.6

Fuente: Datos Experimentales Laboratorio  
Autores: Vanessa Morales y Liliana Ramírez

### 2.3.2.2 DESTILACIÓN ASTM

**Tabla 2.3.2.2-1**  
**Datos Experimentales Iniciales Destilación ASTM**

<b>MUESTRA 01</b>		<b>MUESTRA 02</b>	
<b>% Volumen Destilado</b>	<b>Temperatura (°C)</b>	<b>% Volumen Destilado</b>	<b>Temperatura (°C)</b>
0 %	38	0 %	38
5 %	155	5 %	158
10 %	189	10 %	180
20 %	197	20 %	194
30 %	220	30 %	218
40 %	244	40 %	244
50 %	256	50 %	256
60 %	268	60 %	268
70 %	280	70 %	280
80 %	294	80 %	294
90 %	308	90 %	308
95 %	318	95 %	318

Fuente: Datos Experimentales Laboratorio  
Autores: Vanessa Morales y Liliana Ramírez

**Tabla 2.3.2.2-2**  
**Pérdidas del Volumen Destilación ASTM**

<b>MUESTRA</b>	<b><math>V_D</math> (ml)</b>	<b><math>V_R</math> (ml)</b>	<b><math>V_P</math> (ml)</b>
01	96	2.3	1.7
02	96	2.4	1.6

Fuente: Datos Experimentales Laboratorio  
Autores: Vanessa Morales y Liliana Ramírez

Donde:

$V_D = \text{Volumen destilado}$

$V_R = \text{Volumen Rechazado}$

$V_P = \text{Volumen Perdido}$

**Tabla 2.3.2.2-3**  
**Cálculo de R**

MUESTRA	R
01	3.3
02	3.4

Fuente: Datos Experimentales Laboratorio  
Autores: Vanessa Morales y Liliana Ramírez

**Tabla 2.3.2.2-4**  
**Curva de Destilación ASTM**

MUESTRA 01				MUESTRA 02			
% Destilado	$T_C^{542}$	C	$T_C^{760}$	% Destilado	$T_C^{542}$	C	$T_C^{760}$
0 %	38	8.136	46.136	0 %	38	8.136	46.136
5 %	115.22	10.156	125.376	5 %	158	10.270	129.870
10 %	177.44	11.780	189.22	10 %	180	11.666	184.626
20 %	194.28	12.224	206.504	20 %	194	12.099	201.619
30 %	212.18	12.692	224.872	30 %	218	12.644	222.964
40 %	235.84	13.311	249.151	40 %	244	13.307	248.987
50 %	251.92	13.732	265.652	50 %	256	13.738	265.898
60 %	263.92	14.046	277.966	60 %	268	14.052	278.212
70 %	275.92	14.359	290.279	70 %	280	14.366	290.526

80 %	289.24	14.708	303.948	80 %	294	14.715	304.235
90 %	303.24	15.074	318.314	90 %	308	15.082	318.602
95 %	314.60	15.371	329.971	95 %	318	15.377	330.177

Fuente: Datos Experimentales Laboratorio  
Autores: Vanessa Morales y Liliana Ramírez

Donde:

$C$  = Factor de Corrección

$T_c^{542}$  = Temperatura a 542 mmHg

$T_c^{760}$  = Temperatura a 760 mmHg

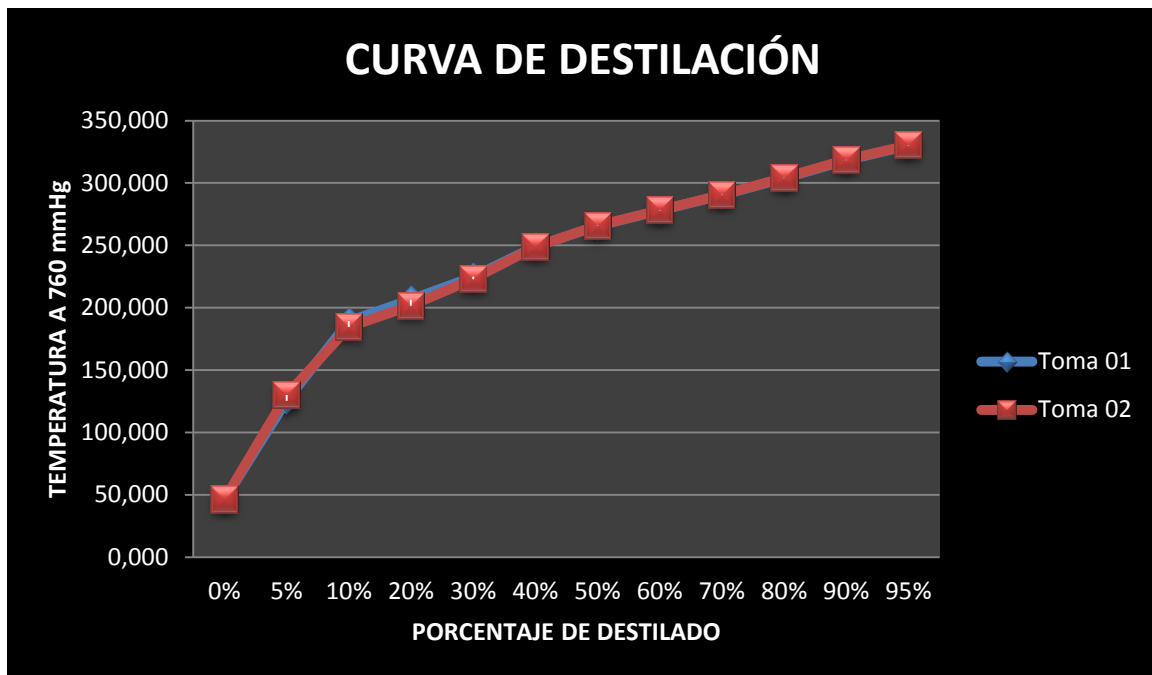


Figura 2.3.2.2-1 Curva de Destilación

### 2.3.2.3 PUNTO DE INFLAMACIÓN

**Tabla 2.3.2.3-1**  
**Datos Experimentales Iniciales Punto de Inflamación**

N° de Muestra	PI (°C)
1	55
2	57
3	55
4	56
5	56

Fuente: Datos Experimentales Laboratorio  
Autores: Vanessa Morales y Liliana Ramírez

**Tabla 2.3.2.3-2**  
**Punto de Inflamación Corregida**

N° de Muestra	PI (°C)
1	62.19
2	64.19
3	62.19
4	63.19
5	63.19

Fuente: Datos Experimentales Laboratorio  
Autores: Vanessa Morales y Liliana Ramírez

### 2.3.2.4 PORCENTAJE DE GASES DE ESCAPE

**Tabla 2.3.2.4-1**  
**Porcentaje de Gases de Escape**

PARÁMETROS	MÉTODO / NORMA	UNIDAD	RESULTADO
SO <sub>2</sub>	Celdas Electrolíticas	ppm	15.83
NO <sub>x</sub>	Celdas Electrolíticas	ppm	160.5
CO	Celdas Electrolíticas	ppm	1493
CO <sub>2</sub>	Celdas Electrolíticas	%	2.68

Fuente: Datos Experimentales Laboratorio  
Autores: Vanessa Morales y Liliana Ramírez

# CAPÍTULO III

## CÁLCULOS Y RESULTADOS



### **3 CÁLCULOS Y RESULTADOS**

#### **3.1 DISEÑO**

##### **3.1.1 GENERALIDADES**

Para determinar la posible reducción de gases contaminantes utilizamos diesel precalentado para lo cual vamos a necesitar de un intercambiador de calor ya este equipo nos permitirá calentar el diesel de manera segura y así obtener una combustión de mejor calidad.

Dentro de los tipos de intercambiadores de calor que pueden ser diseñados, el de tubos concéntricos es el tipo más sencillo de intercambiador de calor.

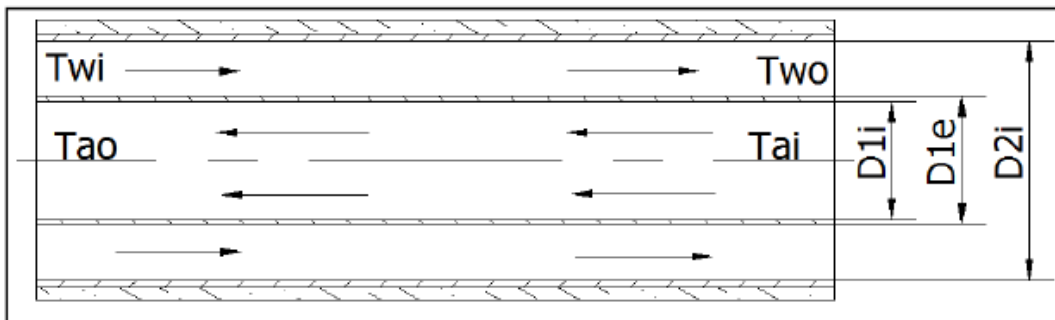
En este tipo de intercambiador son posibles dos configuraciones en cuanto a la dirección del flujo de los fluidos: contraflujo y flujo paralelo. En este caso vamos a utilizar uno de flujo paralelo.

##### **3.1.2 CONSIDERACIONES DEL DISEÑO**

Un diseño satisfactorio del intercambiador de calor dependerá de factores tales como, costos, diferencia de temperaturas, caudales, facilidad de limpieza, y riesgos. Estas consideraciones dependerán del tipo de aplicación que se le quiera dar y especialmente de las características de los fluidos que se manejarán; a continuación vamos a describir el intercambiador de calor que se va a diseñar y las consideraciones que se hacen para ello.

- Función: Elevar la temperatura del diesel utilizado como combustible en motores
- Dimensiones: Las dimensiones están restringidas al tamaño del laboratorio de Operaciones Unitarias
- Movimiento Para el intercambio de tipo de combustible se requiere el uso de válvulas, que permitan el cambio mientras el intercambiador este en uso.
- Materiales : Resistencia a la corrosión (Acero inoxidable). Alto coeficiente de conducción térmica.
- Señales y control : Sensores de temperatura.
- Costos: Los costos de construcción y operación, deben ser bajos y su funcionamiento y rendimiento óptimos.

### 3.1.3 DISEÑO DEL INTERCAMBIADOR DE TUBOS CONCÉNTRICOS



**Figura 3.1.3-1 Corte transversal de un intercambiador de calor de tubos concéntricos.**

Para el dimensionamiento del intercambiador se utiliza el método de la eficiencia- NUT<sup>12</sup>.

<sup>12</sup>INCROPERA F., Fundamentos de Transferencia de Calor, Editorial Prentice Hall, Cuarta edición, Mexico, 1999, Pag. 599

### 3.1.3.1 VARIABLES DE DISEÑO

Para el diseño del intercambiador de calor se tomarán en cuenta los siguientes parámetros de diseño, que han sido seleccionados de acuerdo a los datos obtenidos tanto para el agua como para el diesel en las pruebas realizadas en laboratorio de Petróleos. Se ha escogido el promedio de los datos. Los parámetros de diseño se muestran en la tabla.

**Tabla 3.1.3.1 - 1**

#### **Variables de Diseño**

<b>AGUA</b>		
Flujo Másico (kg/s)	$\dot{m}$	$2.50 * 10^{-3}$
Temperatura de Entrada (°C)	$T_{wi}$	50
Temperatura de Salida (°C)	$T_{wo}$	cálculo
<b>DIESEL</b>		
Caudal (m <sup>3</sup> /s)	Q	$4.16 * 10^{-7}$
Temperatura de Entrada (°C)	$T_{ai}$	18
Temperatura de Salida (°C)	$T_{ao}$	pendiente

### 3.1.3.2 BALANCE DE ENERGÍA

$$\dot{E}_{entra} + \dot{E}_{generda} = \dot{E}_{almacenada} + \dot{E}_{sale}$$

$$\dot{m}_w C p_w T_{wi} + \dot{m}_a C p_a T_{ai} = \dot{m}_w C p_w T_{wo} + \dot{m}_a C p_a T_{ao}$$

$$\dot{m}_w C p_w (T_{wi} - T_{wo}) = \dot{m}_a C p_a (T_{ao} - T_{ai}) \quad Ec. 3.1.3.2 - 1$$

Donde:

$\dot{m}_w$  = Flujo Másico del agua (kg/s)

$Cp_w$  = Calor específico del Agua (J/kg°C)

$T_{wi}$  = Temperatura de entrada del agua al intercambiador (°C)

$T_{wo}$  = Temperatura de salida del agua del intercambiador (°C)

$\dot{m}_a$  = Flujo Másico del diesel (kg/s)

$Cp_a$  = Calor específico del diesel (J/kg°C)

$T_{ai}$  = Temperatura de entrada del diesel al intercambiador (°C)

$T_{ao}$  = Temperatura de salida del diesel del intercambiador (°C)

### 3.1.3.3 CÁLCULO DE LA CAPACIDAD TÉRMICA DE LOS FLUIDOS

La capacitancia térmica es el producto del flujo másico del fluido por el calor específico del mismo. Entonces se tiene que:

$$C_w = \dot{m}_w Cp_w \quad Ec. 3.1.3.3 - 1$$

$$C_a = \dot{m}_a Cp_a \quad Ec. 3.1.3.3 - 2$$

**Tabla 3.1.3.3.-1**

**Capacidad Térmica de los Fluidos**

AGUA			DIESEL		
<i>Flujo Másico</i> (kg/s)	<i>Cp</i> (J/kg°C)	<i>C</i> (W°C)	<i>Flujo Másico</i> (kg/s)	<i>Cp</i> (J/kg°C)	<i>C</i> (W°C)
$2.5 * 10^{-3}$	4180	10.45	$3.40 * 10^{-4}$	1966.48	0.67

**3.1.3.4 CÁLCULO DE LA TEMPERATURA DE SALIDA DEL DIESEL**

Para el intercambiador la eficiencia viene dada por:

$$\varepsilon = \frac{q}{q_{min}} \quad \text{Ec. 3.1.3.4 - 1}$$

Donde:

$\varepsilon$  = Eficiencia del intercambiador (%)

$q$  = Transferencia de calor real (W)

$$\varepsilon = \frac{(T_{ao} - T_{ai})}{(T_{wi} - T_{ai})} \quad \text{Ec. 3.1.3.4 - 2}$$

La temperatura de ingreso del agua  $T_{wi} = 50^{\circ}\text{C}$ , la temperatura de ingreso del diesel  $T_{ai} = 18^{\circ}\text{C}$ , y se asume una eficiencia de 70% que es recomendable para equipos de transferencia de calor, con lo que se puede calcular la temperatura de salida del diesel  $T_{ao}$ , luego de su paso por el intercambiador de calor.

$$T_{ao} = \varepsilon (T_{wi} - T_{ai}) + T_{ai}$$
$$T_{ao} = 0.7 (50^{\circ}\text{C} - 18^{\circ}\text{C}) + 18^{\circ}\text{C}$$

$$T_{ao} = 40.4 \text{ } ^\circ\text{C}$$

### 3.1.3.5 CÁLCULO DE NUT

$$NUT = \frac{1}{C_r - 1} \ln \left( \frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon C_r - 1} \right) \quad \text{Ec. 3.1.3.5 - 1}$$

Donde:

$$C_r = \frac{C_{min}}{C_{max}}$$

Una vez calculadas las capacitancias térmicas de los fluidos, se procede a calcular el NUT.

$$C_r = \frac{C_{min}}{C_{max}} = \frac{0.67}{10.45} = 0.064$$

$$NUT = \frac{1}{(0.064) - 1} \ln \left( \frac{0.70 - 1}{0.70 (0.064) - 1} \right)$$

$$NUT = 1.24$$

Se requiere dimensionar los diámetros de las tuberías del intercambiador y la longitud del mismo, para ello se usan las siguientes relaciones:

$$NUT = \frac{UA}{C_{min}}$$

$$UA = \frac{1}{R_T}$$

$$R_T = \frac{1}{UA}$$

$$NUT = \frac{1}{C_{min} R_T} \quad \text{Ec. 3.1.3.5 - 2}$$

$$R_T = \frac{1}{C_{min} * NUT} \quad \text{Ec. 3.1.3.5 - 3}$$

Donde:

$NUT$  = Número de Unidades de Transferencia de Calor

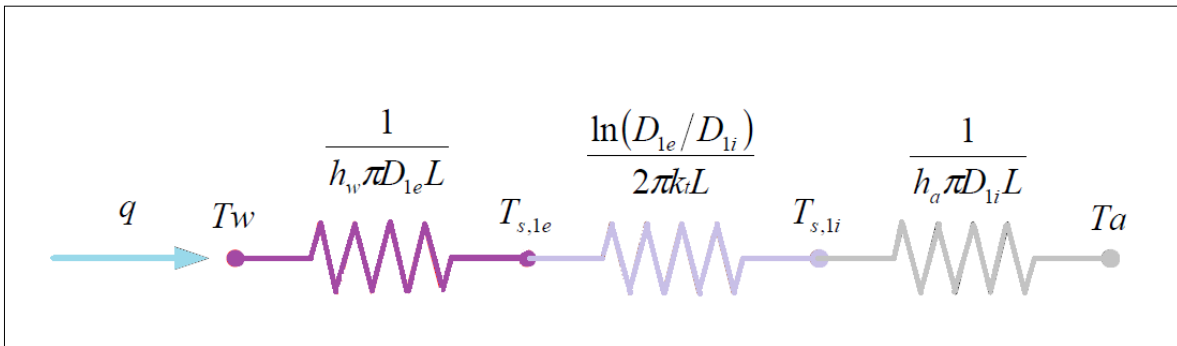
$U$  = Coeficiente Global de Transferencia de Calor (  $W/m^2 \text{ } ^\circ C$  )

$A$  = Área de Transferencia de Calor ( $m^2$ )

$R_T$  = Resistencia Térmica Total ( $^\circ C/W$ )

### 3.1.3.6 CÁLCULO DE RESISTENCIA TÉRMICA

La resistencia térmica se calcula en el área de Transferencia de Calor, que en este caso es el área de la tubería interior del intercambiador. Para lo cual se establece el siguiente circuito térmico.



**Figura 3.1.3.6-1 Circuito térmico del intercambiador de calor de tubos concéntricos.**

$$R_T = \frac{1}{h_w \pi D_{1e} L} + \frac{\ln\left(\frac{D_{1e}}{D_{1i}}\right)}{2 \pi k_t L} + \frac{1}{h_a \pi D_{1i} L} \quad \text{Ec. 3.1.3.6 - 1}$$

*Donde:*

$h_w$  = Coeficiente de convección para el agua ( $\text{W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$ )

$h_a$  = Coeficiente de convección para el diesel ( $\text{W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$ )

$k_t$  = Conductividad térmica de la tubería interior ( $\text{W/m } ^\circ\text{C}$ )

$D_{1e}$  = Diámetro exterior de la tubería interior (m)

$D_{1i}$  = Diámetro interior de la tubería 1 (m)

$L$  = Longitud del intercambiador de calor (m)

Se ha obtenido la resistencia térmica en función de los diámetros de las tuberías y la longitud del intercambiador.

Los diámetros de las tuberías fueron escogidas de acuerdo a las dimensiones existentes en el mercado nacional, y en base a estas dimensiones se obtendrá la longitud definitiva del intercambiador de calor.

Para el cálculo de la longitud del intercambiador se usará las siguientes tablas que proporcionan las características de las tuberías.



**Tabla 3.1.3.6-1**  
**Dimensiones y pesos de tuberías de acero inoxidable del producto<sup>13</sup>**

CODIGO	Medidas	Diámetro Exterior (mm)	Espesor (mm)	Diámetro Interior (mm)	Peso (kg/m)
DN 10	3/8"	8.00	1.00	6.00	0.356
DN 15	1/2"	21.00	3.00	15.00	0.410
DN 20	3/4"	27.00	4.00	19.00	0.624
DN 25	1"	33.40	4.50	24.40	0.790
DN 32	1 1/4"	42.2	4.80	32.60	1.240
DN 40	1 1/2"	48.30	5.00	38.30	1.503
DN 50	2"	60.30	5.50	49.30	1.972

Se ha seleccionado las tuberías de 3/8 capilar y 1/2 pulgadas para la fabricación del intercambiador ya que las dimensiones que presentan estas tuberías entre ellas nos facilita el proceso de ensamblaje.

Ahora es necesario la longitud del intercambiador para lo cual debemos primero determinar los coeficientes de convección tanto para el agua como para el diesel.

### **3.1.3.6.1 Número de Reynolds para el Agua**

Para calcular el coeficiente de convección se debe tener en cuenta que el agua circula a través del anillo formado entre los 2 tubos, por lo tanto en las relaciones se debe usar el concepto de diámetro hidráulico.

---

<sup>13</sup><http://www.vemacero.com/Tablas/A53MP.pdf>

En forma similar las relaciones van a quedar expresadas en función de los diámetros de las tuberías

$$Re_{Dw} = \frac{4\dot{m}_w}{\pi(D_{2i} + D_{1e})\mu_w} \quad Ec. 3.1.3.6.1. -1$$

*Donde:*

$Re_{Dw}$  = Número de Reynolds para el anillo del agua

$\mu_w$  = Viscosidad dinámica del Agua (Ns / m<sup>2</sup>)

$D_{2i}$  = Diámetro interior de la tubería 2 (m)

$$Re_{Dw} = \frac{4(2.50 \times 10^{-3})}{\pi(0.015 + 0.008)1.0020 \times 10^{-3}}$$

$$Re_{Dw} = 138.11 \quad \text{Flujo laminar}$$

### **3.1.3.6.2 Cálculo del Número de Nusselt para el Agua**

A partir del número de Reynolds se puede determinar el número de Nusselt, a continuación se detallan las relaciones para calcular este número, teniendo en cuenta que el flujo es laminar.

**Tabla 3.1.3.6.2-1**

**Numero de Nusselt para flujo laminar completamente desarrollado en un anillo de tubos circulares.<sup>14</sup>**

$D_i/D_o$	$Nu_i$	$Nu_o$
0	-----	3.66
0.05	17.46	4.06
0.10	11.56	4.11
0.25	7.37	4.23
0.50	5.74	4.43
1.00	4.86	4.86

$$\frac{D_i}{D_o} = \frac{0.008}{0.015} = 0.53$$

Por interpolación se obtiene:

$$Nu_i = 5.68$$

$$Nu_o = 4.45$$

$$Nu_{Dw} = \frac{5.68}{4.45} = 1.27$$

El número de Nusselt también se lo puede calcular de la siguiente manera:

$$Nu_{Dw} = \frac{h_w D_h}{k_w} \quad \text{Ec. 3.1.3.6.2 - 2}$$

$$D_h = D_{2i} - D_{1e}$$

Donde:

$$k_w = \text{Conductividad Térmica del agua} = 0.6280 \text{ (W/m}^\circ\text{C)}$$

---

<sup>14</sup><http://es.scribd.com/doc/43949958/Flujo-Laminar-en-Tubos>

$D_h$  = Diámetro hidráulico para el anillo formado por las dos tuberías.

### 3.1.3.6.3 Cálculo del coeficiente de convección para el Agua

Como ya se conoce el valor del número de Nusselt, se puede entonces hallar el valor del coeficiente de convección.

$$h_w = \frac{Nu_{Dw} k_w}{D_h}$$

$$h_w = \frac{1.27 (0.6280)}{(0.015 - 0.008)}$$

$$h_w = 113.93$$

### 3.1.3.6.4 Cálculo del Número de Reynolds para el Diesel

Se usa la relación del número de Reynolds para el flujo de diesel que circula a través de la tubería interior.

$$Re_{Dha} = \frac{4\dot{m}_a}{\pi D_{1i} \mu_a} \quad Ec. 3.1.3.6.4 - 1$$

$$v = \mu / \rho$$

Donde:

$\mu$  = Viscosidad dinámica (Ns/m<sup>2</sup>)

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

$\rho$  = Densidad ( $kg/m^3$ )

$$\mu = 3 * 10^{-6} \frac{m^2}{s} * 816.534 \frac{kg}{m^3}$$

$$\mu = 0.002449 \frac{Ns}{m^2}$$

$$Re_{Dha} = \frac{4(3.4x 10^{-4})}{\pi(0.006)2.449 x 10^{-3}}$$

$$Re_{Dha} = 29.46 \quad \text{Flujo laminar}$$

### 3.1.3.6.5 Cálculo del Número de Nusselt para el Diesel

Como el flujo de diesel es laminar entonces el número de Nusselt es una constante,  $Nu_D = 3,36$  debido al concepto de temperatura superficial constante en la tubería. Se asume este criterio porque el gradiente de temperatura del agua es insignificante respecto al gradiente de temperatura del diesel.

### 3.1.3.6.6 Cálculo del coeficiente de convección para el Diesel.

Como ya se conoce el valor del número de Nusselt, se puede entonces hallar el valor del coeficiente de convección

$$h_a = \frac{Nu_D k_a}{D_{1i}}$$

$$h_a = \frac{3.36 \times 0.1453}{0.006}$$

$$h_a = 81.368$$

### 3.1.3.6.7 Cálculo de la Longitud del Intercambiador de Calor

Una vez calculados los coeficientes de convección del diesel y del agua se procede a calcular la longitud del intercambiador:

$$\frac{1}{NUT * c_{MIN}} = \frac{1}{h_w \pi D_{1e} L} + \frac{\ln\left(\frac{D_{1e}}{D_{1i}}\right)}{2\pi k_t L} + \frac{1}{h_a \pi D_{1i} L}$$

$$L = (NUT * C_{min}) \left( \frac{1}{h_w \pi D_{1e}} + \frac{\ln\left(\frac{D_{1e}}{D_{1i}}\right)}{2\pi k_t} + \frac{1}{h_a \pi D_{1i}} \right) \quad Ec. 3.1.3.6.7 - 1$$

$$L = (1.24 * 0.67) \left( \frac{1}{\pi \times 113.93 \times 0.008} + \frac{\ln\left(\frac{0.008}{0.006}\right)}{2 \pi 4449.9} + \frac{1}{\pi \times 81.368 \times 0.006} \right)$$

$$L = 0.83 \text{ m}$$

Una vez calculada la longitud procedemos a calcular la Resistencia Térmica:

$$R_T = \frac{1}{h_w \pi D_{1e} L} + \frac{\ln\left(\frac{D_{1e}}{D_{1i}}\right)}{2\pi k_t L} + \frac{1}{h_a \pi D_{1i} L}$$

$$R_T = \left( \frac{1}{\pi \times 113.93 \times 0.008 \times 0.83} + \frac{\ln\left(\frac{0.008}{0.006}\right)}{2 \pi \times 4449.9 \times 0.83} + \frac{1}{\pi \times 81.368 \times 0.006 \times 0.83} \right)$$

$$R_T = 1.20 \text{ } ^\circ\text{C/W}$$

### 3.1.3.7 TRANSFERENCIA DE CALOR MÁXIMA POSIBLE

$$C_w = \dot{m}_w C p_w \quad \text{Ec. 3.1.3.7 - 1}$$

$$C_a = \dot{m}_a C p_a \quad \text{Ec. 3.1.3.7 - 2}$$

$$q_{max} = C_{min}(T_{wi} - T_{ai}) \quad \text{Ec. 3.1.3.7 - 3}$$

Donde:

$C_{min}$  = es el menor valor entre  $C_w$  y  $C_a$  (W/°C)

$q_{max}$  = es la transferencia de calor posible (W)

$$q_{max} = 2.45 (50 - 18)$$

$$q_{max} = 78.4 \text{ W}$$

### 3.1.3.8 CÁLCULO DE LA POTENCIA DE LA RESISTENCIA

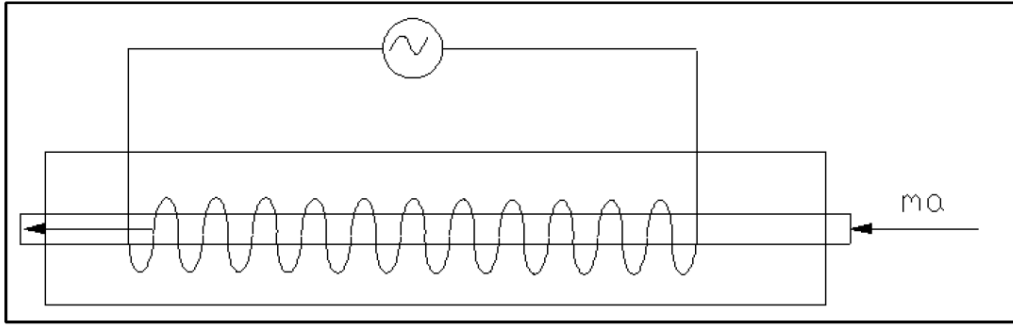


Figura 3.1.3.8-1 Esquema del balance energético del cálculo de la potencia de la resistencia.

#### Balance de energías

$$\dot{E}_{entra} + \dot{E}_{generada} = \dot{E}_{almacenada} + \dot{E}_{sale}$$

$$\dot{m}_a C p_a T_{ao} + P = \dot{m}_a C p_a T_{af}$$

$$P = \dot{m}_a C p_a (T_{af} - T_{ao}) \quad Ec. 3.1.3.8 - 1$$

De acuerdo al balance de energías realizado para el cálculo de la potencia de la resistencia eléctrica de calentamiento, se obtiene que esta depende exclusivamente del flujo másico del diesel y de la temperatura de salida del intercambiador.

$$P = 2.45 (40 - 18)$$

$$P = 53.9 W$$

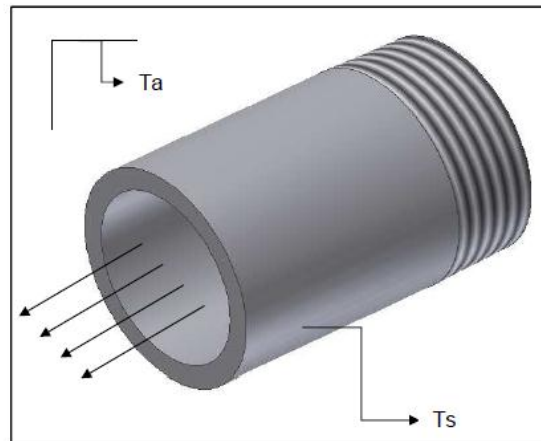


Considerando que existen pérdidas por radiación y convección se ha decidido colocar una resistencia de 100W.

### 3.1.3.9 CÁLCULO DEL AISLAMIENTO TÉRMICO

Para calcular el aislamiento térmico del material es necesario utilizar las fórmulas de convección natural debido a que el intercambiador se va a ubicar en un lugar cubierto. Primero se calcula cual es la pérdida de calor sin aislante y después se analiza si se requiere o no aislante y en caso de necesitar aislante, se procederá a seleccionar el tipo de aislante y a dimensionar el espesor del mismo.

#### 3.1.3.9.1 Cálculo de la Pérdida de Calor sin Aislante



**Figura 3.1.3.9.1-1 Esquema de temperaturas en la tubería exterior del intercambiador.**

Para poder evaluar las pérdidas de calor por convección se debe calcular primero el coeficiente de convección, se conocen las siguientes temperaturas:

$$T_s = 50 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$T_a = 18 \text{ }^\circ\text{C}$$

Se evalúa las propiedades del aire a la temperatura de película:<sup>15</sup>

$$T_p = \frac{T_s + T_a}{2} = 34 \text{ }^\circ\text{C} = 307 \text{ }^\circ\text{K}$$

$$k = 26.81 * 10^{-3} \text{ [w/m}^\circ\text{K]}$$

$$\nu = 16.59 * 10^{-6} \text{ [m}^2\text{/s]}$$

$$Pr = 0.706$$

$$\beta = \frac{1}{T_p} = 0.0032 \text{ [K}^{-1}\text{]}$$

*Donde:*

$T_s$  = Temperatura superficial del calentador [K]

$T_a$  = Temperatura de los alrededores [K]

$T_p$  = Temperatura de la película

$k$  = Conductividad térmica del aire [W/mK]

$\nu$  = viscosidad cinemática del aire [m<sup>2</sup>/s]

$Pr$  = Número de Prandtl para el aire

---

<sup>15</sup>INCROPERA F., Fundamentos de Transferencia de Calor, Apéndice A. Propiedades Termofísicas de la Materia. Tabla A.4

$\beta$  = Coeficiente de Expansión Volumétrica [K<sup>-1</sup>]

Para tubería vertical:

$$Gr_D = \frac{gD^3\beta(T_s - T_a)}{\nu^2}$$

$$Gr_D = \frac{9.8 (0.021^3)(0.0032)(28)}{2.752 * 10^{-10}}$$

$$Gr_D = 29549.05$$

Donde:

$Gr_D$  = Número de Grashof

Al multiplicar el número de Grashof por el número de Prandtl, se obtiene el c

$$Ra = Gr_D * Pr$$

$$Ra = 29549.05 * 0.706$$

$$Ra = 20861.63$$

Debido a que se cumple que  $10^4 < Ra < 10^7$ , se utiliza la siguiente ecuación para calcular el número de Nusselt <sup>16</sup>

$$Nu_D = B(Ra)^e$$

$$B = 0.48$$

---

<sup>16</sup>HOLMAN J., Transferencia de Calor, Mc. Graw Hill, Octava edición, España, 1998, Tabla 7.1, pag. 236

$$e = 0.25$$

Donde

$Nu_D$  = Número de Nusselt para el aire

$B, e$  = Coeficientes adimensionales para el cálculo del Número de Nusselt

$$Nu_D = 0.48(20861.63)^{0.25}$$

$$Nu_D = 5.768$$

$$h = \frac{Nu_D k}{D}$$

$$h = \frac{5.768 (26.81 * 10^{-3})}{0.021}$$

$$h = 7.3638 [w/m^2 K]$$

Una vez que se obtiene el coeficiente de convección, se calcula el flujo de calor perdido por la tubería hacia el ambiente:

$$q_{conv} = h * \pi D_i L (T_s - T_a)$$

$$q_{conv} = 7.3638 * \pi * 0.015 * 0.83 * 32$$

$$q_{conv} = 9.21 W$$

### 3.1.3.9.2 Cálculo del Radio Crítico

$$r_{cr} = \frac{k_{fv}}{h}$$

*Donde:*

$r_{cr}$  = Radio crítico de aislamiento [m]

$r_i$  = Radio inicial, radio de la tubería exterior del intercambiador [m]

$k_{fv}$  = Conductividad térmica del poliuretano [W/mk]

$h$  = Coeficiente de convección del aire

$$r_{cr} = \frac{0.023}{6.16}$$

$$r_{cr} = 0.0037m$$

$$r_i = 0.021m$$

Como  $r_i > r_{cr}$  se tiene que al aumentar aislante se disminuye la Transferencia de Calor hacia el ambiente, entonces se selecciona un espesor de fibra de vidrio que disminuya la pérdida de energía.

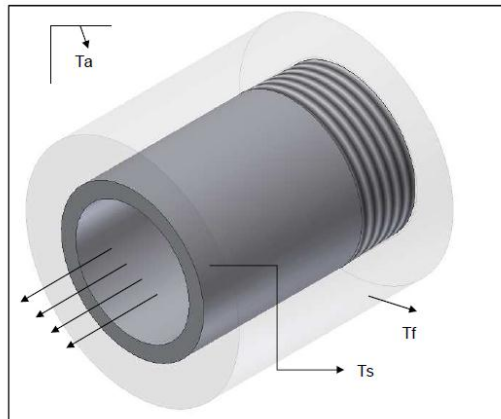
### 3.1.3.9.3 Cálculo de la Pérdida de Calor con Aislante.

Para calcular el coeficiente de convección y la pérdida de energía se sigue la siguiente metodología:

$$T_s = 50^{\circ}\text{C} = 323\text{ K}$$

$$T_a = 18^{\circ}\text{C} = 291\text{ K}$$

Para el cálculo se asume la temperatura  $T_f$ , que es la temperatura en la superficie exterior del aislante, y se desconoce. Debido a esto se debe verificar que en los cálculos el valor de  $T_f$  sea el correcto, para lo cual se calcula el flujo de calor que atraviesa por el poliuretano, el cual debe tener el mismo valor del calor que se pierde por convección hacia al ambiente.



**Fig. 3.1.3.9.3-1 Esquema de temperaturas de la tubería exterior del intercambiador con aislante.**

En forma similar que para calcular el flujo de calor que se pierde por convección al ambiente cuando la tubería no tiene aislante, se usan las siguientes ecuaciones:

Para convección natural en una tubería horizontal se debe calcular el número de Rayleigh:

$$Ra = Gr_D * Pr$$

$$Ra = 29549.05 * 0.706$$

$$Ra = 20861.63$$

Para calcular el número de Nusselt, se debe conocer el valor de las siguientes constantes<sup>17</sup>:

$$Nu_D = B(Ra)^e$$

$$B = 0.48$$

$$e = 0.25$$

Una vez que se calcula el número de Nusselt, se puede hallar el coeficiente de convección:

$$h = \frac{Nu_D k}{D}$$

$$h = 7.3638 [w/m^2 K]$$

Entonces el flujo de calor perdido por convección sería:

$$q_{conv} = h * \pi D L (T_f - T_a) \quad Ec. 3.1.3.9.3 - 1$$

$$q_{conv} = 7.3638 * \pi * 0.015 * 0.83 * 19.5$$

$$q_{conv} = 5.61 W$$

El Flujo de calor por conducción a través del aislante es:

$$q_{conv} = \frac{2\pi L k (T_s - T_f)}{\ln(D_f/D_i)} \quad Ec. 3.1.3.9.3 - 2$$

$$q_{conv} = \frac{2 * \pi * 0.83 * (26.81 * 10^{-3}) * 12.5}{\ln\left(\frac{0.021}{0.015}\right)}$$

---

<sup>17</sup>HOLMAN J., Transferencia de Calor, Mc. Graw Hill, Octava edición, España, 1998, Tabla 7.1, pag. 236

$$q_{conv} = 5.61 W$$

Como se mencionó antes se debe comprobar que el flujo de calor perdido por convección y el flujo de calor perdido por conducción a través del aislante sean iguales, para saber que el valor de la temperatura superficial del aislante,.

Como los valores del flujo de calor perdido por convección y el flujo de calor perdido por conducción son iguales el valor de la temperatura superficial del aislante correcta es de 310.5 °K que equivale a 37.5 °C

#### **3.1.3.9.4 Selección del Espesor del Aislante**

Se ha elegido un espesor del aislante de 1 pulgada. Para determinar que este espesor es el correcto se va a determinar la eficiencia de pérdida de calor.

- Pérdida de Calor por Convección con Aislante

El nuevo diámetro a usar es: 0.010

$$q_{conv} = h * \pi DL(Tf - Ta)$$

$$q_{conv} = 7.3638 * \pi * 0.010 * 0.83(310.5 - 291)$$

$$q_{conv} = 3.74 W$$



$$\varepsilon_{aislante} = \frac{q_{conv \text{ con aislante}}}{q_{conv \text{ sin aislante}}} * 100$$

$$\varepsilon_{aislante} = \frac{3.74}{5.61} * 100$$

$$\varepsilon_{aislante} = 66.66 \%$$

Para el espesor de una pulgada del aislante se tiene una eficiencia del 66.66% de pérdida de calor, por lo tanto se escogió como el espesor ideal.

### 3.1.3.10 DIMENSIONAMIENTO DEL TANQUE DEL COMBUSTIBLE

Como se ha mencionado anteriormente el sistema consta de un tanque de almacenamiento de diesel, el cual tendrá las siguientes dimensiones

Se tiene un consumo de combustible promedio de  $1.52 * 10^{-6} \text{ m}^3 / \text{s}$  en el motor de diesel, se asume que se utiliza el banco de pruebas por 1 horas, para realizar las pruebas pertinentes en el motor, entonces se tiene que la capacidad del tanques:

$$\text{Capacidad} = (1.52 * 10^{-6} \text{ m}^3 / \text{s}) * 3600 \text{ s} = 5.472 * 10^{-3} \text{ m}^3 = 1.45 \text{ galones}$$

Por lo que tener un tanque de combustible con una capacidad de 1.5 galones es suficiente para que funcione normalmente durante el tiempo necesario para las pruebas.

Uno de los requerimientos previstos para el pre calentador de combustible es que tenga la facilidad del intercambio de combustibles, por tal motivo se debe colocar en la parte

inferior del tanque una válvula para drenar los residuos de combustible usado durante las pruebas.

Además el tanque debe poseer un medidor de nivel en uno de sus costados, que sirve para observar la cantidad de combustible disponible y como es lógico una fuente de acceso para poder suministrar el combustible al sistema.

Otro parámetro de diseño importante es la facilidad de montaje y el mantenimiento, por esa razón el tanque de combustible y el intercambiador están unidos mediante una unión universal, lo que permite una buena flexibilidad del sistema.

#### **3.1.3.11 SISTEMA DE CONTROL DEL SISTEMA**

Debido al uso de la resistencia eléctrica de calentamiento es necesario colocar un sistema de control, que permita mantener la temperatura en un rango establecido.

El funcionamiento de este sistema debe ser intermitente ya que al estar la resistencia sobredimensionada va a entregar un flujo de calor mayor al requerido entonces la temperatura va a elevarse, por lo que cuando llegue a la temperatura superior en el rango debe apagarse y cuando llegue a la temperatura inferior en el rango debe encenderse automáticamente.

Adicional se va a colocar un rotámetro el cual nos va ayudar a medir y regular el caudal con el que se está trabajando.

### 3.2 RESULTADOS

Una vez construido el equipo se realizo las pruebas para calibrar, verificar y validar su funcionamiento. Esta verificación se la realizó en dos etapas:

#### 3.2.1 DETERMINACIÓN DE LA TEMPERATURA DE SALIDA DEL DIESEL

En esta primera etapa se determinó la temperatura de salida del diesel, para lo cual se colocaron 2.5 litros de diesel en el tanque de almacenamiento. En la siguiente tabla se muestran el valor de las variables:

**TABLA. 3.2.1-1**  
**Variable de Funcionamiento**

Caudal del Diesel	Caudal del Agua	Temperatura de Entrada del Agua	Temperatura de Entrada del Diesel	Temperatura de Salida del Diesel
30 ml/min	140 ml/ min	50 °C	18 °C	42 °C

#### 3.2.2 DETERMINACIÓN DE LA EFICIENCIA DELQUIPO

Posteriormente se procedió a calcular la eficiencia del equipo para lo cual utilizamos la siguiente fórmula:

$$\varepsilon = \frac{(T_{ao} - T_{ai})}{(T_{wi} - T_{ai})}$$

$$\varepsilon = \frac{42 - 18}{50 - 18}$$

$$\varepsilon = 0.75$$

### 3.2.3 DETERMINACIÓN DEL PORCENTAJE DE GASES DE ESCAPE EMITIDOS POR EL MOTOR DE DIESEL

Una vez que obtuvimos el diesel pre calentado, se procedió a colocarlo en el tanque de abastecimiento del motor de diesel. Se arrancó el motor y se estableció una velocidad del motor de 2000 rpm y se lo dejo trabajar por un lapso de 10 minutos.

Posteriormente se procedió a tomar las muestra de gases de escape para lo cual contamos con la colaboración el CESTTA.

En la siguiente tabla se indican los valores obtenidos en la prueba de medición de gases de escape:

**TABLA. 3.2.3-1**  
**Pruebas de Emisión de Gases de Escape**

PARÁMETROS	MÉTODO / NORMA	UNIDAD	RESULTADO TOMA 01	RESULTADOS TOMA 02
SO <sub>2</sub>	PEE/LAB – CESTTA/03 EPA-CTM-30 Celdas Electrolíticas	ppm	29	28.93
NO <sub>x</sub>	PEE/LAB – CESTTA/03 EPA-CTM-30 Celdas Electrolíticas	ppm	13	13.03
NO	PEE/LAB – CESTTA/03 EPA-CTM-30 Celdas Electrolíticas	ppm	12	12.01
NO <sub>2</sub>	PEE/LAB – CESTTA/03 EPA-CTM-30 Celdas Electrolíticas	ppm	1.1	1.15
CO	PEE/LAB – CESTTA/03 EPA-CTM-30 Celdas Electrolíticas	ppm	1248	1247
CO <sub>2</sub>	PEE/LAB – CESTTA/03 EPA-CTM-30 Celdas Electrolíticas	%	1.28	1.26

### 3.3 COSTOS DEL SISTEMA DE PRECALENTAMIENTO DE COMBUSTIBLE

#### 3.3.1.1 COSTOS DE INVERSIÓN

Para la construcción de todo el sistema de precalentamiento se requiere los elementos detallados en la siguiente tabla:

TABLA. 3.1.4.1-1  
COSTOS DE INVERSIÓN

Nº	Descripción	Unidad	Cantidad	Costo Unitario	Costo Total
1	Plancha de Acero Inoxidable AISI 304	u	1	200.00	200.00
2	Tubería de acero inoxidable 3/4	u	1	42,33	42,33
3	Tubería de acero inoxidable 1/2	u	1	8,87	8,87
4	Tanque de Almacenamiento Diesel	u	2	230.00	460.00
5	Tanque de Almacenamiento Diesel	u	1	100.00	100.00
6	Codo 90°	u	5	1,31	6,55
7	Compresor	u	1	96.00	96.00
	Motor de Diesel	u	1	530.00	530.00
8	Pirómetro Digital	u	1	150.00	150.00
9	Rotámetro	u	1	100.00	100.00
10	Barómetro	u	1	45.00	45.00
11	Elementos Varios		1	50.00	50.00
				<b>TOTAL</b>	1788.00

### 3.3.1.2 COSTO DE PRUEBAS

Con el fin de evaluar el comportamiento del diesel caliente en el motor se realizaron las pruebas pertinentes como son las pruebas de emisiones contaminantes de los gases de escape, y además se debe incluir el costo de los insumos necesarios para realizar estas pruebas.

**TABLA. 3.1.4.2-1**  
**Costos De Pruebas**

Descripción	Unidad	Cantidad	Costo Unitario	Costo Total
Análisis de Gases (Parte Experimental)	u	2	60.00	120.00
Análisis de Gases (Validación Equipo)	u	2	60.00	120.00
<b>TOTAL</b>				<b>240.00</b>

### 3.3.1.3 COSTOS DE OPERACIÓN

Para estimar los costos de operación es importante conocer las condiciones de operación del equipo.

**TABLA. 3.1.4.3-1**  
**Costos De Operación**

Denominación	Costo
Construcción del Intercambiador	550
Mantenimiento	50
<b>TOTAL</b>	<b>\$ 600</b>

### 3.3.1.4 COSTO TOTAL

Es la suma de los dos costos anteriormente calculados.

**TABLA. 3.1.4.3-1**  
**Costo Total**

<b>Denominación</b>	<b>Costo</b>
Costo de Inversión	1788.00
Costo de Pruebas	240.00
Costos de Operación	600.00
Sub Total	2628.00
IVA 12%	315.36
Sub Total	2943.36
Imprevistos 10%	294.34
<b>TOTAL</b>	<b>3237.70</b>

# CAPÍTULO IV

## ANÁLISIS DE RESULTADOS



#### 4 ANÁLISIS DE RESULTADOS

Para analizar los resultados realizaremos una comparación entre los resultados de las tablas

2.3.2.4-1 y la 3.2.3-1:

- ANÁLISIS DEL CO<sub>2</sub>

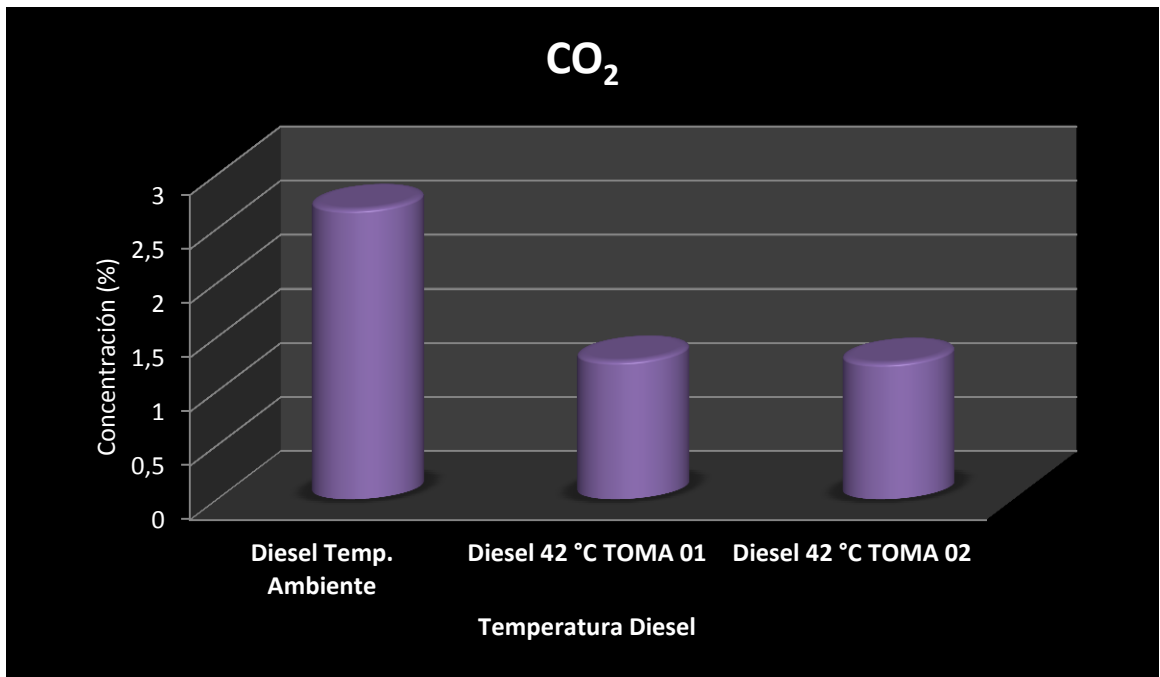


Figura 3.2.3.1-1 Cuadro Comparativo CO<sub>2</sub>

$$Promedio = \frac{1.28 + 1.26}{2} = 1.27$$

$$\% Reducción Gases = 100 - \left( \frac{1.27 * 100}{2.68} \right)$$

$$\% Reducción Gases = 52.61 \%$$

- ANÁLISIS DEL CO

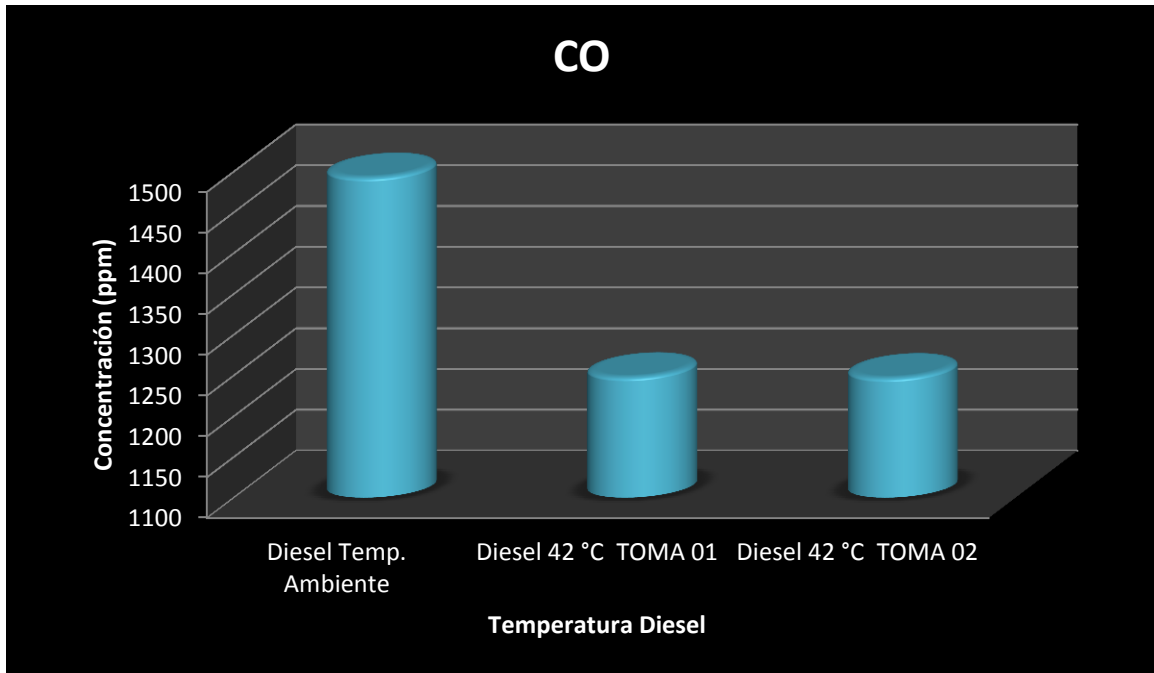


Figura 3.2.3.1-2Cuadro Comparativo CO

$$Promedio = \frac{1248 + 1247}{2} = 1247.5$$

$$\% Reducción Gases = 100 - \left( \frac{1247.5 * 100}{1493} \right)$$

$$\% Reducción Gases = 16.44 \%$$

- ANÁLISIS DEL NO<sub>x</sub>

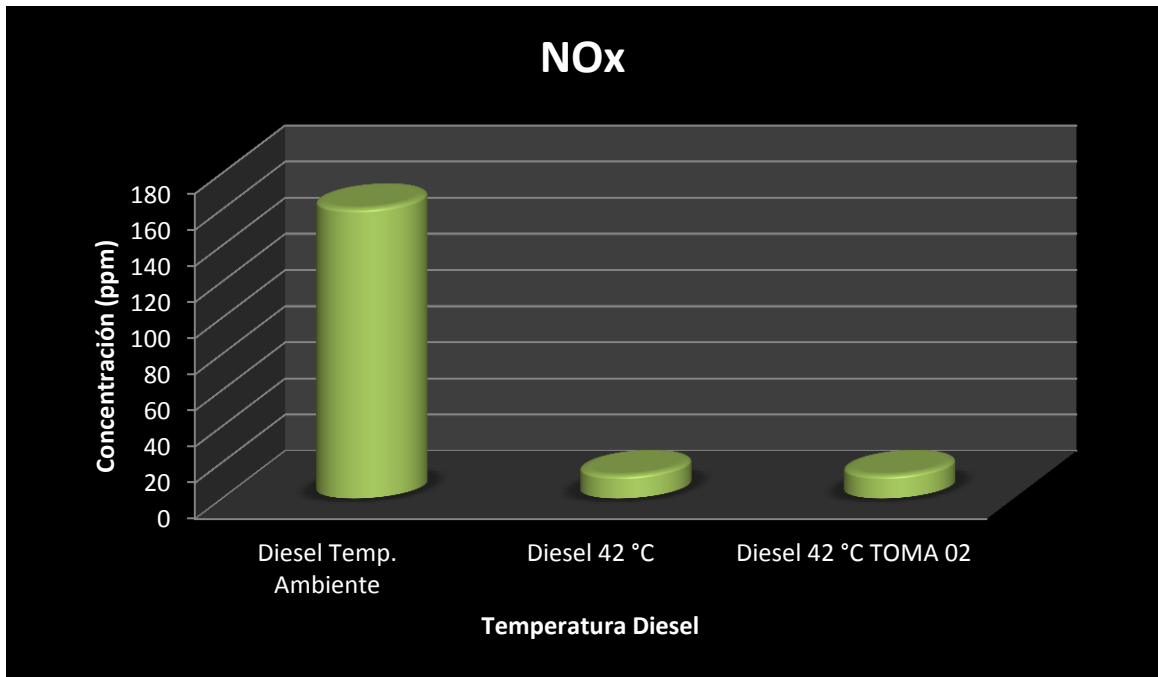


Figura 3.2.3.1-3Cuadro Comparativo NO<sub>x</sub>

$$Promedio = \frac{13 + 13.03}{2} = 13.015$$

$$\% Reducción Gases = 100 - \left( \frac{13.015 * 100}{160.5} \right)$$

$$\% Reducción Gases = 91.89 \%$$

- ANÁLISIS DEL SO<sub>2</sub>

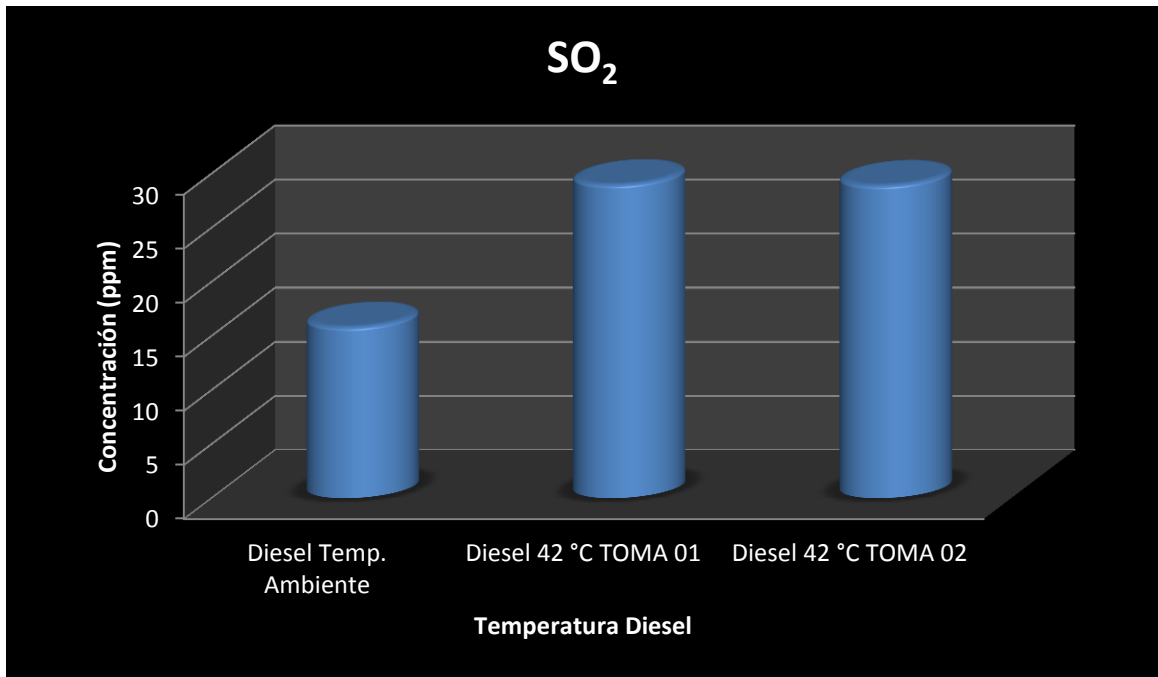


Figura 3.2.3.1-4Cuadro Comparativo SO<sub>2</sub>

$$Promedio = \frac{29 + 28.93}{2} = 28.96$$

$$\% Aumento SO_2 = \left( \frac{28.96 * 100}{15.83} \right) - 100$$

$$\% Aumento SO_2 = 82.94 \%$$

Los resultados obtenidos en las pruebas de validación nos indican que el diesel saldrá pre calentado a una temperatura de 42 °C, con cual vamos a tener una eficiencia del 75%, esto nos demuestra que el equipo cumple con las exigencias y estándares para los que fue fabricado.

El análisis de la emisión de gases se hizo por separado para cada uno de los compuestos. Las emisiones de partículas contaminantes dependen en gran medida de la forma de quemarse que tiene el combustible. Fundamentalmente influyen en la formación de hidrocarburos inquemados, CO y NOx.

Las gráficas para el CO, CO<sub>2</sub> nos indican que el porcentaje de estos compuestos baja a medida de que el diesel es precalentado, esto nos demuestra que el CO<sub>2</sub> y CO se quemaron en mayor cantidad, ya que estos compuestos nos dan idea de la temperatura que ha generado dentro de la cámara de combustión. Cuanta menor temperatura se haya obtenido en la cámara de combustión, mayor cantidad de estos contaminante se generará.

Para el NOx la situación es similar a medida que se va calentando el diesel se genera una menor cantidad de estos compuestos debido a que estos se van quemando.

Por el contrario, las emisiones de SO<sub>2</sub> se elevaron, esto se da porque una mayor temperatura del diesel favorece su formación en las zonas pobres en combustible fundamentalmente. Esto es debido a que el exceso de oxígeno reacciona con el azufre del diesel.

# CAPÍTULO V

## CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

## 5 CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

### 5.1 CONCLUSIONES

- Se diseñó y construyó un intercambiador de calor de tubos concéntricos para precalentar el diesel 2 y de esta manera mejorar las condiciones de combustión. Este intercambiador tiene una longitud de 0.83 m, cuenta con dos tanques de almacenamiento cada uno con una capacidad de 1.5 galones, la potencia de la resistencia es de 53.9 W y las pérdidas de calor con aislante determinadas son de 5.61 W.
- Se identificó las variables de proceso mediante la simulación y una selección de acuerdo a las condiciones del proceso las mismas que son: flujo másico del agua de  $2.50 * 10^{-3}$  kg/s; Temperatura de Entrada del Agua de 50°C, Caudal del Diesel de  $4.16 * 10^{-7}$  m<sup>3</sup>/s; y la Temperatura de Entrada de Diesel de 18°C, las variables identificadas permitieron desarrollar los cálculos de ingeniería para dimensionar y seleccionar los materiales adecuados y construir el intercambiador de calor.
- Se debe realizar un perfecto aislamiento del fluido a calentar debido a que es un combustible y de esta forma evitar que entre en contacto directo con las fuentes de calor y así prevenir incendios.

- El tipo de materiales se seleccionó de acuerdo a los requerimientos y parámetros que se establecieron en el diseño de ingeniería; se seleccionó tuberías acero inoxidable 304 de 3/8"capilar y 1/2", plancha de acero inoxidable para evitar la corrosión; para el sistema de Control de Temperatura se escogió una Termocupla (tipo T 0-800C 9.5), y para el Control de Caudal se optó por un Rotámetro (tipo LZM-6T), y como aislante térmico se usó poliuretano.
- Con los datos recolectados del intercambiador de tubos concéntricos se observa que los parámetros de diseño establecidos han sido los correctos y además se cumple con las expectativas planteadas. Además se realizó la validación del equipo, registrando los datos de su operación en tiempo real, evidenciando un perfecto funcionamiento.
- El requerimiento presupuestario se determinó, haciendo un estudio de los recursos humanos, recursos materiales, además del 10% de imprevistos, necesitando un presupuesto de \$ 3237.70 para el desarrollo de esta investigación con el diseño y construcción del Intercambiador de Calor.
- Con respecto a las emisiones de gases de combustión se determinó que hubo una reducción significativa: CO<sub>2</sub> del 52.61%, CO del 16.44% y el NO<sub>x</sub> del 91.98%, lo que es importante ya que este es uno de los objetivos principales planteados. Se concluye que en forma global el uso del diesel pre calentado atenuaría la producción de estos gases de efecto invernadero.



## 5.2 RECOMENDACIONES

- Colocar el equipo en un lugar ventilado debido a la gran cantidad de gases que emite en motor.
- Utilizar mascarilla, gafas y mandil al momento de operar el equipo, ya que los gases emitidos por el motor pueden provocar irritación en los ojos y nariz.
- Realizar mantenimiento periódico al intercambiador de calor, ya que se está trabajando con diesel y este puede corroer el acero si no se le da mantenimiento.
- Al momento de utilizar el equipo percatarse de que está trabajando a las condiciones indicadas, para que su eficiencia sea mayor.

## 6 BIBLIOGRAFÍA

### BIBLIOGRAFÍA GENERAL

1. **AGUDELO., J.**, Principios Básicos del MCI, Universidad de Antioquía, Facultad de Ingeniería Mecánica, Medellín - Colombia, 2000., Pp. 238 – 245
2. **CENGEL., A.**, Transferencia de calor, 2da. ed., México DF – México, McGraw-Hill. 1999. Pp. 239 – 244
3. **HOLMAN., P.**, Transferencia de Calor, Mc Graw Hill, 8va ed., Madrid - España, 1998. Pp. 308 – 315
4. **INCOPRERA., F**, Fundamentos de la Transferencia de Calor, 4ta ed, México DF - México, Prentie Hall. 1999 Pp. 455 – 467
5. **RODRIGUEZ., J**, Introducción a la Termodinámica, Madrid - España, Mc Graw Hill, 1998. Pp. 392 – 398
6. **SÁNCHEZ., S.**, Energías Renovables Conceptos y aplicaciones, Fundación Natura, Quito – Ecuador, 2003, Pp. 125 – 129.

## **BIBLIOGRAFÍA INTERNET**

### **7. CALIDAD DEL DIESEL**

[www.cipres.cec.uchile.cl/~aletelie/index.html](http://www.cipres.cec.uchile.cl/~aletelie/index.html).

2011-04-27

### **8. PROPIEDADES DEL DIESEL**

[http://www.petrocomercial.com/wps/documentos/Productos\\_Servicios/productos\\_limpios/Productos\\_Diesel2.html](http://www.petrocomercial.com/wps/documentos/Productos_Servicios/productos_limpios/Productos_Diesel2.html)

2011-04-30

### **9. AISLANTE TÉRMICO**

[http://www.telecable.es/personales/albatros1/calor/transferencia\\_de\\_calor\\_032\\_coeficiente\\_global.htm](http://www.telecable.es/personales/albatros1/calor/transferencia_de_calor_032_coeficiente_global.htm)

2011-05-04

### **10. SENSORES DE TEMPERATURA**

<http://www.metring.com/notes/HI-10-10-MT2009.pdf>

2011-11-04

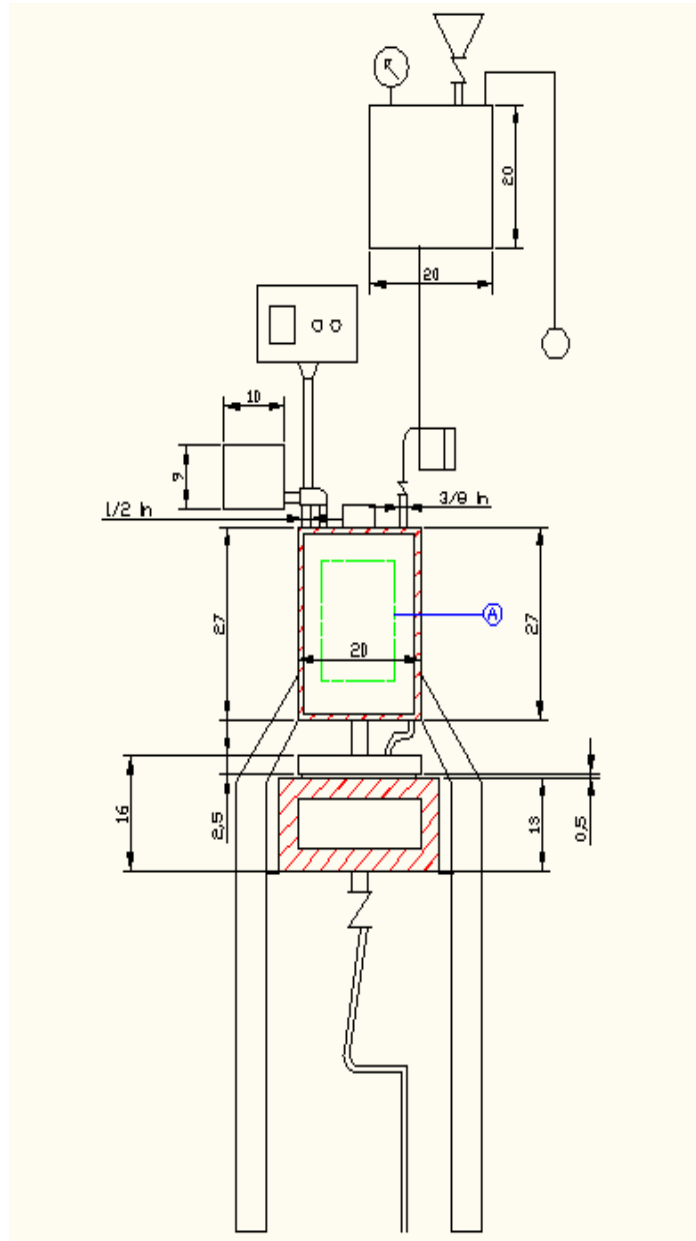
### **11. COMBUSTIÓN**

<http://www.textoscientificos.com/energia/combustibles/teoria-combustion>

2011-10-11

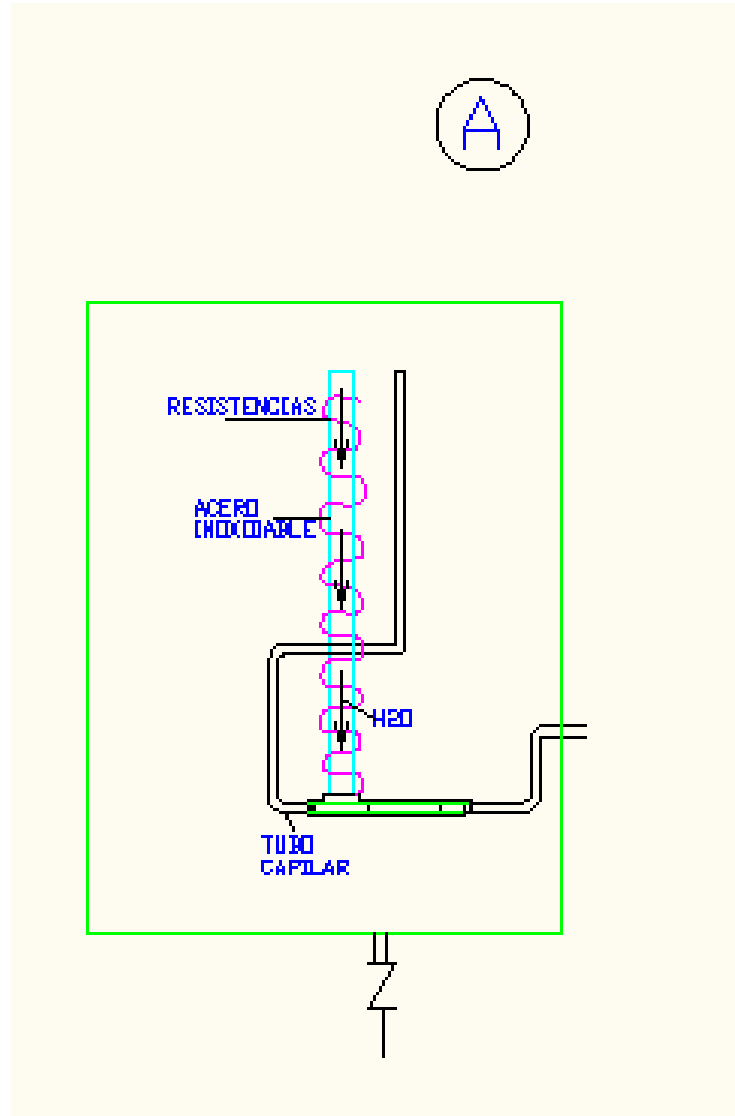
# ANEXOS

## ANEXO I DIMENSIONAMIENTO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR



NOTAS	CATEGORÍA DEL DIAGRAMA	ESPOCH FACULTAD DE CIENCIAS ESCUELA DE ING. QUÍMICA	DIMENSIONES DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR		
	Por calificar <input type="checkbox"/> Para información <input type="checkbox"/> Por aprobar <input type="checkbox"/> Para archivar <input type="checkbox"/> Por eliminar <input type="checkbox"/> Certificado <input type="checkbox"/>	<b>Realizado por:</b> Vanessa Morales Liliana Ramírez	Lámina	Escala	Fecha
			01		14/022012

## ANEXO II DIMENSIONAMIENTO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR



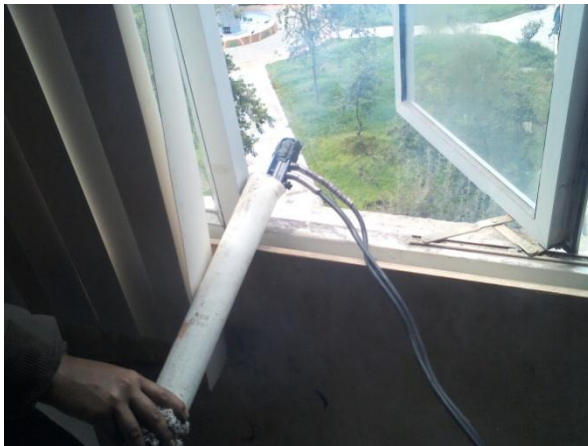
NOTAS	CATEGORÍA DEL DIAGRAMA	ESPOCH FACULTAD DE CIENCIAS ESCUELA DE ING. QUÍMICA	DIMENSIONES DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR		
			Lámina	Escala	Fecha
	Por calificar <input type="checkbox"/> Para información <input type="checkbox"/> Por aprobar <input type="checkbox"/> Para archivar <input type="checkbox"/> Por eliminar <input type="checkbox"/> Certificado <input type="checkbox"/>	Realizado por: Vanessa Morales Liliana Ramírez	02		14/022012

### ANEXO III CONSTRUCCIÓN DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR



<b>NOTAS</b>	<b>CATEGORÍA DEL DIAGRAMA</b>	<b>ESPOCH</b> FACULTAD DE CIENCIAS ESCUELA DE ING. QUÍMICA  <b>Realizado por:</b> Vanessa Morales Liliana Ramírez	<b>CONSTRUCCIÓN DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR</b>		
	Por calificar    Para <input type="checkbox"/> formación <input type="checkbox"/> Por aprobar        Pa <input type="checkbox"/> archivar <input type="checkbox"/> Por eliminar        Ce <input type="checkbox"/> ficado <input type="checkbox"/>		<b>Lámina</b>	<b>Escala</b>	<b>Fecha</b>
			<b>03</b>		<b>14/022012</b>

### ANEXO IV VALIDACIÓN DEL EQUIPO



NOTAS	CATEGORÍA DEL DIAGRAMA	ESPOCH FACULTAD DE CIENCIAS ESCUELA DE ING. QUÍMICA	VALIDACIÓN DEL EQUIPO		
			Lámina	Escala	Fecha
	Por calificar    Para <input type="checkbox"/> formación <input type="checkbox"/> Por aprobar      Pa <input type="checkbox"/> archivar <input type="checkbox"/> Por eliminar    Ce <input type="checkbox"/> ticado <input type="checkbox"/>	<b>Realizado por:</b> Vanessa Morales Liliana Ramírez	04		14/022012



## ANEXO V VALIDACIÓN DEL EQUIPO



NOTAS	CATEGORÍA DEL DIAGRAMA	ESPOCH FACULTAD DE CIENCIAS ESCUELA DE ING. QUÍMICA	VALIDACIÓN DEL EQUIPO		
	Por calificar    Para <input type="checkbox"/> formación <input type="checkbox"/> Por aprobar        Pa <input type="checkbox"/> archivar <input type="checkbox"/> Por eliminar        Ce <input type="checkbox"/> licado <input type="checkbox"/>	<b>Realizado por:</b> Vanessa Morales Liliana Ramírez	<b>Lámina</b>	<b>Escala</b>	<b>Fecha</b>
			<b>05</b>		<b>14/022012</b>

## ANEXO VI RESULTADO DE EMISIÓN DE GASES

 LABORATORIO DE ANÁLISIS AMBIENTAL E INSPECCIÓN LAB-CESTTA	ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO  CENTRO DE SERVICIOS TÉCNICOS Y TRANSFERENCIA TECNOLÓGICA AMBIENTAL  FACULTAD DE CIENCIAS Panamericana Sur Km. 1 1/2 Teléfono: (03)2998-232 Riobamba - Ecuador	 ENSAYOS No OAE LE 2C 06-008
--	--	---

<b>INFORME DE ENSAYO No:</b>	0124
<b>ST:</b>	12 - 012 ANÁLISIS DE GASES
<b>Nombre Peticionario:</b>	N.A
<b>Atn.</b>	Srta. Vanessa Morales
<b>Dirección:</b>	Chile 29-02 y Carabobo, Riobamba
<b>FECHA:</b>	03 de Febrero del 2012
<b>NUMERO DE MUESTRAS:</b>	3
<b>FECHA Y HORA DE RECEPCIÓN EN LAB:</b>	N.A.
<b>FECHA DE MUESTREO:</b>	2012 / 02 / 02 12:06 - 12:24
<b>FECHA DE ANÁLISIS:</b>	N.A.
<b>TIPO DE MUESTRA:</b>	Gases de Combustión
<b>CÓDIGO LAB-CESTTA:</b>	LAB- G 0061-12 a LAB- G 0063-12
<b>CÓDIGO DE LA EMPRESA:</b>	GC-1 a GC-3
<b>PUNTO DE MUESTREO:</b>	MOTOR DE COMBUSTION INTERNA
<b>ANÁLISIS SOLICITADO:</b>	Gases de combustión
<b>PERSONA QUE TOMA LA MUESTRA:</b>	Ing. Edgar Lozano
<b>CONDICIONES AMBIENTALES:</b>	T: 30,4 °C

**RESULTADOS ANALÍTICOS:**

PARÁMETROS	MÉTODO/NORMA	UNIDAD	RESULTADO	VALOR LÍMITE PERMISIBLE (mg/Nm3)	INCERTIDUMBRE (k=2)
SO <sub>2</sub>	PEE/LAB-CESTTA/03 EPA-CTM-30 Celdas Electroquímicas	ppm	29	-	± 21%
NO <sub>x</sub>	PEE/LAB-CESTTA/03 EPA-CTM-30 Celdas Electroquímicas	ppm	13	-	± 15%
*NO	PEE/LAB-CESTTA/03 EPA-CTM-30 Celdas Electroquímicas	ppm	12	-	-
*NO <sub>2</sub>	PEE/LAB-CESTTA/03 EPA-CTM-30 Celdas Electroquímicas	ppm	1,1	-	-
CO	PEE/LAB-CESTTA/03 EPA-CTM-30 Celdas Electroquímicas	ppm	1248	-	± 3%
*CO <sub>2</sub>	PEE/LAB-CESTTA/03 EPA-CTM-30 Celdas Electroquímicas	%	1,28	-	-

Este documento no puede ser reproducido ni total ni parcialmente sin la aprobación escrita del laboratorio.  
Los resultados arriba indicados sólo están relacionados con los objetos de ensayo  
MC2201-05

Página 1 de 2

<b>NOTAS</b>	<b>CATEGORÍA DEL DIAGRAMA</b>  Por calificar <input type="checkbox"/> Para información <input type="checkbox"/> Por aprobar <input type="checkbox"/> Para archivar <input type="checkbox"/> Por eliminar <input type="checkbox"/> Certificado <input type="checkbox"/>	<b>ESPOCH</b> FACULTAD DE CIENCIAS ESCUELA DE ING. QUÍMICA  <b>Realizado por:</b> Vanessa Morales Liliana Ramírez	<b>RESUKLTADOS DE EMISI(ON DE GASES</b>  <table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr> <td style="width: 33%; text-align: center;"><b>Lámina</b></td> <td style="width: 33%; text-align: center;"><b>Escala</b></td> <td style="width: 33%; text-align: center;"><b>Fecha</b></td> </tr> <tr> <td style="text-align: center;"><b>06</b></td> <td></td> <td style="text-align: center;"><b>14/022012</b></td> </tr> </table>	<b>Lámina</b>	<b>Escala</b>	<b>Fecha</b>	<b>06</b>		<b>14/022012</b>
<b>Lámina</b>	<b>Escala</b>	<b>Fecha</b>							
<b>06</b>		<b>14/022012</b>							

