

# **ESCUELA POLITÉCNICA NACIONAL**

## **FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA**

**“REDISEÑO DEL DUCTO DE ESCAPE DE LOS MOTORES ALCO EN LAS CINCO ESTACIONES DE BOMBEO DEL SOTE”**

**PROYECTO PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO**

**WILLIAM DAVID PAUCAR QUINTEROS**

**wilydpq@gmail.com**

**ALEX SANTIAGO TOAPANTA JARAMILLO**

**alecks1983@hotmail.com**

**DIRECTOR: Ing. MIGUEL ORTEGA, Msc.**

**miguel.ortega@epn.edu.ec**

**Quito, Junio del 2011**

## DECLARACIÓN

Nosotros, William David Paucar Quinteros y Alex Santiago Toapanta Jaramillo, declaramos bajo juramento que el trabajo aquí descrito es de nuestra autoría; que no ha sido previamente presentado para ningún grado o calificación personal; y, que hemos consultado las referencias bibliográficas que se incluyen en este documento.

La Escuela Politécnica Nacional, puede hacer uso de los derechos correspondientes a este trabajo, de acuerdo a lo establecido por la Ley de Propiedad Intelectual, por su Reglamento y por la Normatividad Institucional vigente.

---

**William David Paucar Quinteros.**

---

**Alex Santiago Toapanta Jaramillo.**

## CERTIFICACIÓN

Certifico que el presente trabajo fue desarrollado por los señores William David Paucar Quinteros y Alex Santiago Toapanta Jaramillo, bajo mi supervisión.

---

**Ing. Miguel Ortega, Msc.**  
**DIRECTOR DE PROYECTO**

## AGRADECIMIENTOS

Son muchas las personas especiales a las que nos gustaría agradecer su amistad, apoyo, ánimo y compañía en las diferentes etapas de nuestras vidas. Sin importar en donde estén o si alguna vez llegan a leer estos agradecimientos queremos darles las gracias por formar parte de nuestras vidas, por todo lo que nos han brindado y por toda su ayuda.

A Dios, nuestros padres, hermanos por habernos ayudado incondicionalmente a culminar este proyecto.

Al Ing. Miguel Ortega, director de la tesis, por su generosidad al brindarnos la oportunidad de recurrir a su capacidad y experiencia científica en un marco de confianza, afecto y amistad, fundamentales para la concreción de este trabajo.

Al Ing. José Jaramillo Granda y al Sr Edison Jaramillo por su amistad, interés, paciencia y ayuda desinteresada en el desarrollo de esta tesis

A la Gerencia de Transporte y almacenamiento de EP-PETROECUADOR, en especial a los Ingenieros Eduardo Guillén, Ricardo Guacho, Germán Vásconez, Germán Torres, Luis Espinel, por la confianza, apoyo y colaboración para el desarrollo del presente proyecto.

A los Ingenieros, Carlos Lucio Valladares, Iván Sola, Jaime Vargas, Roberto Bahamonde por sus valiosas sugerencias y acertados aportes durante el desarrollo de este trabajo.

A todos nuestros amigos, Juan, Diego L., Jesús, Veto, Lenin, Álvaro, Diego S., Andrés, Daniel, Anita, Chicho, Carlos, Stalin, mil gracias por todos los momentos que hemos pasado juntos y porque han estado con nosotros siempre aunque sea solo para dar lata y molestar☺.

A la Escuela Politécnica Nacional y en especial a la Facultad de Ingeniería Mecánica que nos dieron la oportunidad de formar parte de ellas. ¡Gracias!

## DEDICATORIA

Quiero dedicar este trabajo a mi familia, por acompañarme en cada una de mis facetas que he emprendido y ser siempre mis más fervientes hinchas.

A mi madre, gracias por todo tu esfuerzo, tu apoyo y por la confianza que depositaste en mí.

A mi Papa, este es un logro que quiero compartir contigo, gracias por ser mi padre y por creer en mí. Quiero que sepas que ocupas un lugar especial.

A mis hermanos Christian y David que siempre han sabido quererme, comprenderme y permanecido a mi lado toda mi vida estudiantil.

A mis tíos Edison y Pedro por estar siempre dispuestos a ayudarme.

**Alex Toapanta Jaramillo.**

## CONTENIDO

CAPÍTULO I .....	1
MOTORES ALCO EN LAS CINCO ESTACIONES DEL SOTE.....	1
1.1. INTRODUCCIÓN .....	1
1.2. HISTORIA Y DESARROLLO DEL MOTOR ALCO .....	3
1.3. UBICACIÓN GEOGRÁFICA .....	6
1.3.1. INFRAESTRUCTURA .....	6
1.3.2. ESTACIONES DE BOMBEO.....	7
1.3.3. DESCRIPCIÓN DE LAS INSTALACIONES .....	7
1.3.4. ESTACIONES REDUCTORAS DE PRESION.....	11
1.4. FUNCIONAMIENTO DEL MOTOR ALCO.....	12
1.4.1. CICLO OPERATIVO DEL MOTOR DIESEL.....	12
1.4.2. EMISION DE GASES CONTAMINANTES .....	13
1.4.3. COMBUSTIBLES PARA MOTORES.....	14
1.4.4. COMBUSTIBLES DERIVADOS DEL PETROLEO .....	15
1.4.5. TURBOCOMPRESOR NAPIER .....	16
1.4.5.1. Generalidades de la sobrealimentación .....	16
1.4.5.2. El turbocompresor NAPIER.....	16
1.5. CARACTERISTICAS Y ESPECIFICACIONES DE LOS MOTORES ALCO	18
1.5.1. DESCRIPCIÓN DEL MOTOR.....	18

1.5.2.	DIAGRAMAS HP VS. RPM DEL MOTOR ALCO .....	20
1.5.3.	TIPOS DE MOTORES.....	22
1.5.3.1.	Especificaciones técnicas modelo de motor: 251 - 18 cilindros.....	22
1.5.3.2.	Especificaciones técnicas modelo de motor: 251 - 16 cilindros.....	25
1.5.3.3.	Especificaciones técnicas modelo de motor: 251 - 12 cilindros.....	28
1.6.	SISTEMA DE ESCAPE .....	30
1.6.1.	LA CONTRAPRESIÓN EN EL SISTEMA DE ESCAPE.....	31
1.6.1.1.	Definición.....	31
1.6.1.2.	Influencia de la contrapresión en el motor diesel .....	32
1.6.2.	SILENCIADORES.....	35
CAPÍTULO II .....		37
CONSIDERACIONES DEL FLUIDO EN LOS DUCTOS DE ESCAPE DE LOS MOTORES ALCO. MONITOREO AMBIENTAL DEL SOTE.....		37
2.1.	CONSIDERACIONES DE FLUJO EN LOS DUCTOS DE ESCAPE. ....	37
2.1.1.	INTRODUCCIÓN.....	37
2.1.2.	CONDICIONES DE FLUJO EN LOS DUCTOS DE ESCAPE .....	37
2.1.3.	NÚMERO DE MACH .....	38
2.1.4.	FLUJO LAMINAR Y FLUJO TURBULENTO.....	39
2.1.5.	PRINCIPIO DE BERNOULLI. ....	40
2.1.5.1.	Ecuación de continuidad. ....	40

2.1.5.2. Ecuación de Bernoulli.....	42
2.1.5.3. Limitaciones a la ecuación de Bernoulli.....	44
2.1.6. FLUJO DE FLUIDOS EN TUBERÍA .....	44
2.1.6.1. Ecuación general de la energía.....	44
2.2. PÉRDIDAS DE PRESIÓN EN TUBERÍAS .....	45
2.2.1. PÉRDIDAS DE ENERGÍA .....	45
2.2.1.1. Pérdidas de energía debido a la fricción .....	46
2.2.1.2. Pérdidas de energía por accesorios .....	49
2.2.2. PÉRDIDAS DE ENERGÍA A TRAVÉS DEL SILENCIADOR. ....	49
2.2.2.1. Velocidad del gas de escape en el silenciador.....	52
2.2.2.2. Coeficiente de restricción del silenciador .....	53
2.3. CONSIDERACIONES PARA EL CÁLCULO DE CONTRAPRESIÓN EN LOS DUCTOS DE ESCAPE.....	55
2.4. PROBLEMÁTICA ACTUAL DE LAS EMISIONES DE GASES. ....	56
2.5. MONITOREO AMBIENTAL DEL SOTE .....	58
2.5.1. INTRODUCCIÓN .....	58
2.5.2. LÍMITES PERMISIBLES PARA EMISIONES.....	59
2.5.3. MONITOREO DE EMISIONES EN FUENTES FIJAS DE COMBUSTIÓN... ..	60
2.5.4. EQUIPOS PARA MONITOREO DE EMISIONES EN FUENTES FIJAS .....	61
2.6. RESULTADOS DE MONITOREO AMBIENTAL DEL SOTE.....	63

2.6.1.	ESTACIÓN LAGO AGRIO.....	63
2.6.2.	ESTACIÓN LUMBAQUI.....	65
2.6.3.	ESTACIÓN EL SALADO .....	66
2.6.4.	ESTACIÓN BAEZA.....	67
2.6.5.	ESTACIÓN PAPALLACTA .....	68
CAPÍTULO III .....		69
REDISEÑO DEL DUCTO DE ESCAPE DE LOS MOTORES ALCO.....		69
3.1.	CÁLCULOS GENERALES .....	69
3.1.1.	CÁLCULO DE LA VELOCIDAD DE LOS GASES DE ESCAPE.....	69
3.1.2.	CÁLCULOS DE CAÍDA DE PRESIÓN .....	77
3.1.2.1.	Caída de presión en la tubería de escape.....	77
3.2.	EVALUACIÓN PRELIMINAR DEL DUCTO DE ESCAPE .....	92
3.2.1.	CAÍDA DE PRESIÓN EN EL SISTEMA DE ESCAPE .....	92
3.2.2.	ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS .....	95
CAPÍTULO IV .....		96
EVALUACIÓN FINAL DEL DUCTO DE ESCAPE .....		96
4.1.	ANÁLISIS DEL IMPACTO DE LA NUEVA CONFIGURACIÓN EN EL DUCTO DE ESCAPE DEL MOTOR ALCO.....	96
4.1.1.	MODELIZACIÓN DEL CICLO TERMODINÁMICO.....	96
4.1.1.1.	Efecto de la contrapresión en la operación del motor diesel .....	97

4.1.1.2. Hipótesis del modelo termodinámico.....	101
4.2. SIMULACIÓN DEL CICLO TERMODINÁMICO .....	101
4.2.1. DESCRIPCIÓN DEL SISTEMA .....	101
4.2.2. PROPIEDADES GEOMÉTRICAS DEL MOTOR .....	102
4.2.3. TERMOQUÍMICA DE LAS MEZCLAS AIRE – COMBUSTIBLE .....	103
4.2.3.1. Revisión del modelo de gas ideal .....	103
4.2.3.2. Propiedades termodinámicas de los gases ideales.....	104
4.2.3.3. Composición del aire y los combustibles.....	105
4.2.3.4. Combustión estequiométrica .....	107
4.2.3.5. Propiedades de los fluidos de trabajo .....	109
4.2.4. CICLOS DE TRABAJO TEÓRICOS Y REALES.....	111
4.2.4.1. Ciclos teóricos .....	111
4.2.4.2. Relaciones termodinámicas para distintos procesos en motores .....	112
4.2.5. PROCESO DE RENOVACIÓN DE LA CARGA.....	117
4.2.5.1. Condiciones de inicio en la fase de compresión.....	118
4.2.5.2. Cálculo de la masa y moles de la mezcla aire–combustible a partir de $P_1$ y $T_1$ .....	129
4.2.6. HIPÓTESIS TERMODINÁMICAS PARA EL BALANCE DE ENERGÍA.....	132
4.2.6.1. Análisis de liberación calor .....	133
4.2.6.2. Integración de la ecuación de la energía para obtener $P(\theta)$ .....	135

4.2.7.	COMBUSTIÓN EN MOTORES DIESEL.....	138
4.2.7.1.	Ángulo de retraso .....	140
4.2.7.2.	Fase de premezcla.....	141
4.2.7.3.	Fase de combustión por difusión.....	143
4.2.8.	TRANSFERENCIA DE CALOR EN MOTORES.....	147
4.2.8.1.	Transferencia de calor aportado por la combustión .....	147
4.2.8.2.	Transferencia de calor evacuado por las paredes del cilindro .....	148
4.2.8.2.1.	Área instantánea de transferencia de calor .....	149
4.2.8.2.2.	Desplazamiento del pistón en función del ángulo del cigüeñal: ..	150
4.2.8.2.3.	Coefficiente de flujo convectivo de calor .....	150
4.2.8.2.4.	Temperatura media en las paredes de la cámara de combustión y el cilindro .....	151
4.2.8.2.5.	Temperatura en el interior del cilindro en el ciclo de trabajo .....	152
4.2.8.3.	Procedimiento para la simulación del ciclo.....	152
4.2.8.4.	Resultados obtenidos en la modelización del ciclo.....	155
4.3.	RESULTADO DE LA UBICACIÓN DE LOS PUERTOS DE MUESTREO SEGÚN LA NUEVA CONFIGURACIÓN EN EL DUCTO DE ESCAPE.....	160
4.3.1.	IMPLEMENTACIÓN DE LA APLICACIÓN .....	160
4.1.1.1.	Pasos para ejecutar la simulación.....	161
4.3.2.	PÉRDIDAS EN LAS PRESTACIONES DEL MOTOR .....	166

4.4. DISEÑO DEL NUEVO SISTEMA DE SALIDA DE GASES DE ESCAPE...	173
CAPÍTULO V .....	174
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES .....	174
5.1. CONCLUSIONES.....	174
5.2. RECOMENDACIONES .....	176
BIBLIOGRAFÍA .....	178
ANEXOS .....	180
ANEXO A: NORMA TULAS LIBRO VI ANEXO 3.....	181
ANEXO B: DIAGRAMA DE MOODY; RUGOSIDAD RELATIVA DE LOS MATERIALES DE LAS TUBERÍAS Y FACTOR DE FRICCIÓN.....	193
ANEXO C: FIGURAS Y TABLAS PARA SILENCIADORES MARCA MAXIM SILENCERS; COEFICIENTE DE PÉRDIDA “C”, PARA CÁLCULO DE LA CONTRAPRESIÓN EN EL SILENCIADOR.....	197
ANEXO D: RECOMENDACIONES Y DATOS PROPORCIONADOS POR EL FABRICANTE PARA EL CÁLCULO DE LA CONTRAPRESIÓN EN LOS MOTORES ALCO. ....	201
ANEXO E: MONITOREO AMBIENTAL INTERNO PARA MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA 2010. ....	207
ANEXO F: SIMULACIÓN DEL CICLO DIESEL.....	243
ANEXO G: FACTOR DE CONSUMO DE COMBUSTIBLE .....	263
ANEXO H: ÁNGULOS DE DISTRIBUCIÓN EN LOS MOTORES ALCO SERIE ....	266
ANEXO I: PLANOS .....	268

## ÍNDICE DE FIGURAS Y FOTOGRAFÍAS

### CAPITULO I

Fotografía 1.1 Ducto de escape de los motores ALCO .....	3
Fotografía 1.2 Estación de bombeo Lago Agrio.....	8
Fotografía 1.3 Estación de bombeo Lumbaqui .....	8
Fotografía 1.4 Estación de bombeo El Salado.....	9
Fotografía 1.5 Estación de bombeo Baeza.....	10
Fotografía 1.6 Estación de bombeo Papallacta .....	10
Fotografía 1.7 Estación de bombeo Quinindé.....	11

### CAPITULO I

Figura 1.1 Condiciones ideales que debe cumplir una chimenea .....	2
Figura 1.2 Sistema de Oleoducto Transecuatoriano. ....	6
Figura 1.3 Diagramas T-s y P-v para el ciclo Diesel ideal. ....	12
Figura 1.4 Turbocompresor NAPIER modelo 295 & 355.....	17
Figura 1.5 Diagrama HP vs RPM para motores de estación Lago Agrio y Lumbaqui	20
Figura 1.6 Diagrama HP vs RPM para motores de estación Salado.....	20
Figura 1.7 Diagrama HP vs RPM para motores de estación Baeza.....	21
Figura 1. 8 Diagrama HP vs RPM para motores de estación Papallacta .....	21
Figura 1. 9 Motor ALCO 251 de 18 cilindros. ....	22
Figura 1.10 Motor ALCO 251 de 16 cilindros. ....	25
Figura 1.11 Motor ALCO 251 de 12 cilindros.. ....	28
Figura 1. 12 Ciclo real en un diagrama P-V (motor no sobrealimentado).....	33
Figura 1. 13 Influencia de la contrapresión en la sobrealimentación.....	34
Figura 1.14 Componentes del motor afectados por el incremento de contrapresión.	34
Figura 1.15 Atenuación del sonido según el diámetro de silenciador seleccionado..	35

## CAPITULO II

Figura 2. 1 Conjunto de líneas de corriente. ....	40
Figura 2. 2 Fluido a lo largo de un tubo de corriente .....	41
Figura 2. 3 Cambio de presión de un fluido.....	42
Figura 2.4 Rugosidad de la pared interna de un tubo. ....	47
Figura 2.5 Factor de corrección de velocidad.....	52
Figura 2.6 Contrapresión en el silenciador para varios coeficientes “C” .....	53
Figura 2.7 Diagrama de flujo en el cálculo de la contrapresión en el sistema de escape.....	54

## CAPITULO III

Figura 3. 1 Esquema tubería desde la salida del turbocargador hasta la entrada del silenciador .....	78
Figura 3. 2 Esquema de la nueva configuración del ducto de escape .....	80
Figura 3.3 Esquema del silenciador .....	86

## CAPITULO IV

Figura 4.1 Diagrama P-V, para varias contrapresiones, se muestra el efecto de la contrapresión en el ciclo diesel. ....	98
Figura 4.2 Presión en el turbocompresor en función de la contrapresión. ....	98
Figura 4.3 Efecto de la contrapresión en el ciclo diesel .....	99
Figura 4.4 Geometría del cilindro. ....	102
Figura 4.5 Ángulos de la distribución en motores de combustión interna .....	118
Figura 4.6 Función del ciclo termodinámico indicado usado para el cálculo de residuales.....	119
Figura 4.7 Diagrama h – s para un compresor .....	121
Figura 4.8 Gráfica experimental de la evolución de la fracción de masa quemada. 138	
Figura 4.9 Evolución de la masa quemada en la combustión de premezcla en función del ángulo del cigüeñal.....	142

Figura 4.10 Evolución de la derivada de masa quemada en la combustión de premezcla en función del ángulo del cigüeñal.....	143
Figura 4.11 Evolución de la masa quemada en la combustión de difusión en función del ángulo del cigüeñal.....	144
Figura 4.12 Evolución de la derivada de masa quemada en la combustión de difusión en función del ángulo del cigüeñal. ....	145
Figura 4.13 Evolución de la masa quemada en función del ángulo del cigüeñal ...	146
Figura 4.14 Derivada de la fracción de masa quemada .....	146
Figura 4.15 Distribución de temperaturas en el interior del cilindro.....	152
Figura 4.16 Evolución de la presión [Pa] en función del volumen [m <sup>3</sup> ].....	156
Figura 4.17 Evolución de la presión [Pa] en función del ángulo del cigüeñal.....	157
Figura 4.18 Evolución de la temperatura [K] en función del ángulo del cigüeñal. ...	157
Figura 4.19 Evolución del trabajo indicado [J] en función del ángulo del cigüeñal.	158
Figura 4.20 Pérdidas de calor a través de las paredes del cilindro. ....	159
Figura 4.21 Calor generado por combustión [W] a lo largo del ciclo. ....	159
Figura 4.22 Flujo de calor [W/m <sup>2</sup> ] en función del ángulo del cigüeñal. ....	160
Figura 4. 23 Entorno del programa para simular el motor ALCO .....	162
Figura 4.24 Entorno del programa para simular el motor ALCO .....	163
Figura 4. 25 Casillas de datos .....	163
Figura 4.26 Casillas para calcular la temperatura de inicio del ciclo de compresión	164
Figura 4.27 Resultados de la simulación del ciclo.....	165
Figura 4. 28 Entorno del programa.....	166

## ÍNDICE DE TABLAS

### CAPITULO I

Tabla 1.1 Estaciones de bombeo del SOTE.....	7
Tabla 1.2 Estaciones reductoras de presión del SOTE.....	11
Tabla 1. 3 Principales contaminantes de los motores .....	13
Tabla 1.4 Datos de los motores de 12, 16, 18 cilindros .....	19
Tabla 1. 5 Localización de las estaciones y valoraciones del motor .....	19
Tabla 1.6 Especificaciones de los Silenciadores M21 .....	36

### CAPITULO II

Tabla 2.1 Numero de Mach.....	38
Tabla 2. 2 Valores para Número de Reynolds.....	39
Tabla 2.3 Valores de rugosidad absoluta para distintos materiales .....	47
Tabla 2.4 Área del silenciador.....	53
Tabla 2.5 Caída de presión en los motores ALCO para diferente RPM. ....	55
Tabla 2.6 Límites máximos permitidos para emisiones de motores de combustión interna. ....	60
Tabla 2.7 Métodos de muestreo y medición de emisiones de combustión.....	60
Tabla 2. 8 Equipos empleados en el monitoreo de emisiones gaseosas de fuentes fijas.....	61
Tabla 2.9 Promedio de parámetros del monitoreo de emisiones motores ALCO. Estación Lago Agrio .....	64
Tabla 2.10 Promedio de parámetros del monitoreo de emisiones motores ALCO. Estación Lumbaqui.....	65
Tabla 2.11 Promedio de parámetros del monitoreo de emisiones motores ALCO. Estación El Salado .....	66
Tabla 2.12 Promedio de parámetros del monitoreo de emisiones motores ALCO. Estación Baeza .....	67

Tabla 2.13 Promedio de parámetros del monitoreo de emisiones motores ALCO. Estación Papallacta.....	68
---	----

### CAPITULO III

Tabla 3.1 Datos promedios de emisiones ALCO 1.....	69
Tabla 3.2 Peso molecular de gases .....	71
Tabla 3.3 Velocidad del gas de escape motores ALCO. Estación Lago Agrio. ....	72
Tabla 3.4 Velocidad del gas de escape motores ALCO. Estación Lumbaqui.....	73
Tabla 3.5 Velocidad del gas de escape motores ALCO. Estación El Salado .....	74
Tabla 3.6 Velocidad del gas de escape motores ALCO. Estación Baeza .....	75
Tabla 3.7 Velocidad del gas de escape motores ALCO. Estación Papallacta.....	76
Tabla 3.8 Longitud de la tubería desde la salida del silenciador: actual y la requerida según la norma.....	79
Tabla 3.9 Parámetros de cálculo. Estación Lago Agrio.....	81
Tabla 3.10 Caída de presión en la tubería. Estación Lago Agrio .....	81
Tabla 3.11 Parámetros de cálculo. Estación Lumbaqui .....	82
Tabla 3.12 Determinación de la caída de presión en la tubería. ....	82
Tabla 3.13 Parámetros de cálculo. Estación El Salado.....	83
Tabla 3.14 Caída de presión en la tubería. Estación El Salado .....	83
Tabla 3.15 Parámetros de cálculo. Estación Baeza .....	84
Tabla 3.16 Determinación de la caída de presión en la tubería. Estación Baeza .....	84
Tabla 3.17 Parámetros de cálculo. Estación Papallacta .....	85
Tabla 3.18 Caída de presión en la tubería. Estación Papallacta .....	85
Tabla 3.19 Caída de presión en el silenciador. Estación Lago Agrio .....	87
Tabla 3.20 Caída de presión en el silenciador. Estación Lumbaqui .....	88
Tabla 3.21 Caída de presión en el silenciador. Estación El Salado .....	89
Tabla 3.22 Caída de presión en el silenciador. Estación Baeza.....	90
Tabla 3.23 Caída de presión en el silenciador. Estación Papallacta.....	91
Tabla 3.24 Caída de presión total. Estación Lago Agrio .....	92
Tabla 3.25 Caída de presión total. Estación Lumbaqui .....	93

Tabla 3.26 Caída de presión total. Estación El Salado .....	93
Tabla 3.27 Caída de presión total. Estación Baeza.....	94
Tabla 3. 28 Caída de presión total. Estación Papallacta .....	94

## CAPITULO IV

Tabla 4.1 Valores de contrapresión calculados actual y modificado en los motores ALCO en cada una de la estaciones de bombeo del SOTE, sector oriente .....	100
Tabla 4.2 Parámetros de los motores ALCO sector Oriente .....	101
Tabla 4.3 Composición elemental del aire en volumen y en peso.....	105
Tabla 4.4 Resumen de los tipos de mezcla.....	108
Tabla 4.5 Coeficientes polinómicos NASA para el aire .....	110
Tabla 4.6 Coeficientes polinómicos NASA para el diesel.....	110
Tabla 4.7 Características de los turbocompresores NAPIER.....	120
Tabla 4.8 Coeficientes $C_1$ y $C_2$ .....	151
Tabla 4.9 Resultados de la modificación del sistema de escape en motores ALCO Estación Lago Agrio .....	168
Tabla 4. 10 Resultados de la modificación del sistema de escape en motores ALCO Estación Lumbaqui.....	169
Tabla 4. 11 Resultados de la modificación del sistema de escape en motores ALCO Estación El Salado .....	170
Tabla 4. 12 Resultados de la modificación del sistema de escape en motores ALCO Estación Baeza .....	171
Tabla 4. 13 Resultados de la modificación del sistema de escape en motores ALCO Estación Papallacta.....	172

## NOMENCLATURA

<b>Símbolo</b>	<b>Descripción</b>	<b>Unidades</b>
$A$	Área	$[m^2]$
$A_h(\theta)$	Área instantánea de transferencia de calor	$[m^2]$
$A_s$	Área del silenciador	$[m^2]$
$B$	Diámetro del cilindro	$[m]$
$B_{WS}$	Fracción molar del vapor de agua	-
$C$	Coefficiente de restricción del silenciador	-
$C_{llenado}$	Coefficiente de llenado	-
$CN$	Índice de Cetano	-
$C_p$	Calor específico a presión constante	-
$C_{p,a}(T)$	Calor específico del aire	$[J/ (mol - K)]$
$C_{p,comb}(T)$	Calor específico del combustible	$[J/ (mol - K)]$
$C_{p,m}(T)$	Calor molar a presión constante de la mezcla	$[J/ (mol - K)]$
$C_{pitot}$	Coefficiente del tubo Pitot	-
$C_r$	Factor de corrección de la velocidad que corresponde a la temperatura del gas de escape	-
$C_v$	Calor específico a volumen constante	-
$C_{v,m}(T)$	Calor molar a volumen constante de la mezcla	$[J/ (mol - K)]$
$D$	Diámetro de la tubería	$[m]$
$E_A$	Energía de activación necesaria para que comience la combustión	-
$F$	Dosado	-
$F_{combustible}$	Régimen de combustible bombeado	$[lb/h]$
$F_{est}$	Dosado estequiométrico	-
$F_R$	Dosado relativo	-
$H_v$	Presión dinámica en	$[Pa]$

<b>Símbolo</b>	<b>Descripción</b>	<b>Unidades</b>
$L$	Longitud de la tubería	[m]
$L_{pistón}$	Carrera del pistón	[m]
$M_a$	Masa molecular del aire	[kg/k mol]
$Ma$	Número de Mach	-
$M_{comb}$	Masa molecular del combustible	[kg/k mol]
$M_d$	Peso molecular del gas de chimenea en base húmeda	[g/g – mol]
$Mg$	Peso molecular	[Kg/Kmol]
$M_S$	Peso molecular del gas de chimenea en base húmeda	[g/g – mol]
$P$	Presión dentro del cilindro	[Pa]
$P_1$	Presión al inicio de la compresión	[Pa]
$P_a$	Presión absoluta de descarga	[psia]
$P_{ad}$	Presión de admisión	[Pa]
$P_{amb}$	Presión ambiente	[Pa]
$P_{barométrica}$	Presión barométrica	[psia]
$P_e$	Presión de escape	[Pa]
$P_{est}$	Presión estática	[psia]
$P_{efec}$	Potencia efectiva	[W]
$P_i$	Potencia indicada desarrollada durante el ciclo	[W]
$P_{i\_motor}$	Potencia indicada del motor	[W]
$P_S$	Presión absoluta del gas de chimenea, equivalente a la suma aritmética de la presión estática y la presión barométrica	[mm Hg]
$P_s$	Presión estándar	[psia]
$P_{\theta r}$	Presión en el ángulo de avance a la inyección	[bar]
$Q$	Caudal de combustible bombeado	[barriles/hr]
$Q$	Flujo de volumen o caudal	[m <sup>3</sup> /s]

<b>Símbolo</b>	<b>Descripción</b>	<b>Unidades</b>
$Q_l$	Poder calórico inferior del combustible	[J/Kg]
$Q_{sup}$	Poder calórico superior del combustible	[Btu/lb ]
$Q_{vap}$	Calor de vaporización	[Btu/lb ]
$Q_n(\theta)$	Calor en el transcurso del ciclo de trabajo	[J]
$Q_{ch}(\theta)$	Calor generado por la combustión	[J]
$Q_{ht}(\theta)$	Calor evacuado por las paredes del cilindro en el ciclo	[J]
$Q_0$	Caudal volumétrico	[ft <sup>3</sup> /min]
$Re$	Número de Reynolds	-
$R_g$	Constante del gas	[J/kg – K]
$R_u$	Constante universal de los gases	[J/Mol – K]
$R_u$	Constante del aire	[J/mol – K]
$s$	Distancia del eje del cigüeñal al pistón	[m]
$SG_{combustible}$	Gravedad específica del combustible	-
$T$	Temperatura	[K]
$T_1$	Temperatura al inicio de la compresión	[K]
$T_{ad}$	Temperatura de admisión	[K]
$T_{amb}$	Temperatura ambiente	[K]
$T_{chim}$	Promedio de la temperatura absoluta del gas de chimenea	[K]
$T_g(\theta)$	Temperatura en el interior del cilindro en el ciclo de trabajo.	[K]
$T_o$	Temperatura del gas de escape	[ °F]
$T_p$	Temperatura media en las paredes de la cámara de combustión	[K]
$T_r$	Temperatura de los gases residuales	[K]
$T_{sc}$	Temperatura a la salida del compresor	[K]
$T_{\theta r}$	Temperatura en el ángulo de avance a la inyección	[K]

<b>Símbolo</b>	<b>Descripción</b>	<b>Unidades</b>
$V$	Volumen del cilindro	$[m^3]$
$V(\theta)$	Volumen instantáneo en función del cigüeñal	$[m^3]$
$V_1$	Volumen al inicio de la compresión	$[m^3]$
$V_d$	Volumen desplazado o barrido	$[m^3]$
$V_c$	Volumen muerto o volumen de la cámara de combustión.	$[m^3]$
$V_{ic}$	Volumen del cilindro al inicio de la compresión	$[m^3]$
$V_{RCA}$	Volumen equivalente al retraso del cierre de la admisión	$[m^3]$
$V_s$	Velocidad del gas de escape en el silenciador	$[ft/min]$
$W_b$	Consumo de combustible	$[lb/(hp - h)]$
$W_{comp}$	Trabajo de compresión del ciclo	$[J]$
$\dot{W}_{comp}$	Potencia desarrollada durante la compresión	$[W]$
$W_{exp}$	Trabajo de expansión del ciclo	$[J]$
$\dot{W}_{exp}$	Potencia desarrollada durante la expansión	$[W]$
$W_i$	Trabajo indicado del ciclo	$[J]$
$\dot{W}_i$	Potencia indicada desarrollada durante el ciclo	$[W]$
$X_{1q}(\theta)$	Evolución de la masa quemada en la combustión de premezcla en función del ángulo del cigüeñal.	-
$X_{2q}(\theta)$	Evolución de la masa quemada en la combustión de difusión en función del ángulo del cigüeñal.	-
$X_n$	Fracción molar del gas	-
$X_q(\theta)$	Evolución de la masa quemada total en función del ángulo del cigüeñal	-
$X_r$	Fracción másica de gases residuales	-
$c$	Velocidad del sonido en el medio	$[m/s]$
$f$	Coeficiente de fricción	-
$g$	Gravedad	$[m/s]$

<b>Símbolo</b>	<b>Descripción</b>	<b>Unidades</b>
$h_A$	Adiciones de energía por dispositivos mecánicos	[m]
$h_c$	Coeficiente de flujo convectivo de calor	[W/m <sup>2</sup> .K]
$h_L$	Pérdidas de energía por fricción o por la presencia de válvulas, conectores y rugosidad de tubería.	[m]
$h_R$	Pérdidas de energía por dispositivos mecánicos	[m]
$h_S$	Pérdida de carga secundaria o de accesorios	[m]
$k$	Coeficiente adimensional de pérdida de carga secundaria.	-
$l$	Longitud de la biela	[m]
$m$	Masa del gas	[Kg]
$m_1$	Masa ideal al inicio de la compresión	[kg]
$m_{1'}$	Masa real al inicio de la compresión	[kg]
$m_a$	Masa de aire ideal	[kg]
$m_{comb}$	Masa de combustible a inyectar	[kg]
$n$	Régimen de giro del motor	[rev/min]
$n$	Número de moles del gas.	[moles]
$n_a$	Número de moles total de aire	[moles]
$n_{comb}$	Número de moles total de combustible	[moles]
$n_{mezcla}$	Número de moles total de la mezcla	[moles]
$pmf$	Presión media de fricción	[Pa]
$pmi$	Presión media indicada	[Pa]
$q_1$	Combustible quemado durante la fase de premezcla	-
$q_2$	Combustible quemado durante la fase de difusión	-
$q_e$	Cilindrada efectiva	[m <sup>3</sup> ]
$r$	Relación de corte	-
$r_c$	Relación de compresión	-
$t_{ciclo}$	Tiempo que dura el ciclo (compresión + expansión)	[seg]

<b>Símbolo</b>	<b>Descripción</b>	<b>Unidades</b>
$t_{comp}$	Tiempo que dura la compresión	[seg]
$t_{exp}$	Tiempo que dura la expansión	[seg]
$u_{gm}(\theta)_i$	Velocidad media de los gases en el transcurso del ciclo	[m/s]
$u_m$	Velocidad media del pistón	[m/s]
$v$	Velocidad promedio del fluido	[m/s]
$v_{gas}$	Velocidad de los gases de escape	[m/s]
$x(\theta)$	Desplazamiento del pistón en función del ángulo del cigüeñal	[m]
$y_i$	Fracción molar del componente $i$ de la mezcla	-
$z$	Número de cilindros del motor	-
$\gamma$	Relación de calores específicos	-
$\gamma_{aire}$	Relación de calores específicos del aire	-
$\gamma_m(T)$	Relación de calores específicos de la mezcla	-
$\Delta P$	Contrapresión en el silenciador	[in H <sub>2</sub> O]
$\Delta P_s$	Caída de presión en el silenciador.	[in H <sub>2</sub> O]
$\Delta P_t$	Caída de presión en la tubería de escape.	[in H <sub>2</sub> O]
$\Delta P_{tot}$	Perdida de presión total.	[in H <sub>2</sub> O]
$\Delta\theta_1$	Ángulo ocupado por la combustión de premezcla	grados
$\Delta\theta_2$	Ángulo ocupado por la combustión de difusión	grados
$\Delta\theta_r$	Ángulo de retraso a la ignición.	grados
$\varepsilon$	Rugosidad relativa	[mm]
$\eta$	Rendimiento total del motor	%
$\eta_c$	Rendimiento del turbocompresor.	-
$\eta_{combustión}$	Rendimiento de la combustión	-
$\eta_i$	Rendimiento térmico del ciclo	-
$\eta_m$	Rendimiento mecánico	-

<b>Símbolo</b>	<b>Descripción</b>	<b>Unidades</b>
$\eta_V$	Rendimiento volumétrico	-
$\theta$	Ángulo de giro del cigüeñal	grados
$\theta_{AI}$	Ángulo de avance a la inyección	grados
$\theta_{f1}$	Ángulo de finalización de la combustión de premezcla	grados
$\theta_{f2}$	Ángulo de finalización de la combustión de difusión	grados
$\theta_{i1}$	Ángulo de inicio de la combustión de premezcla	grados
$\theta_{i2}$	Ángulo ocupado por la combustión de difusión	grados
$\lambda$	Pobreza de la mezcla	-
$\mu$	Viscosidad del fluido	[kg/ (m s)]
$\pi_c$	Relación de presión de admisión y presión ambiente	-
$\rho$	Densidad del fluido	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\rho_{agua}$	Densidad del agua	[lb/ft <sup>3</sup> ]
$\rho_{comb}$	Densidad del combustible	[lb/ft <sup>3</sup> ]
$\varphi$	Relación biela – carrera del pistón	-
$\phi$	Riqueza de la mezcla	-
$\omega$	Velocidad angular	[rad/seg]

## **RESUMEN**

Los motores ALCO del Sistema de Oleoducto Transecuatorianos (SOTE) sector oriente, son considerados fuentes fijas de combustión y deben cumplir con la norma establecida en la Ley de Gestión Ambiental y del Reglamento a la ley de Gestión Ambiental para la Prevención y Control de la Contaminación Ambiental.

El proyecto de titulación se da por la necesidad de modificar la longitud del ducto de escape y colocar puertos de muestreo de acuerdo a la norma TULAS libro VI anexo III, para emisiones al ambiente de fuentes fijas. Al momento los ductos de escape tienen instalados los puertos de muestreo pero no se cumple con lo establecido en esta norma.

Este estudio nos permitirá establecer la contrapresión producida y las pérdidas en las prestaciones del motor a causa de este nuevo redimensionamiento.

Cada estación de bombeo del SOTE tiene diferentes características tanto geográficas como operativas, ya que los requerimientos de los motores como son revoluciones de trabajo, consumo de combustible, potencia desarrollada - la misma que se transmite a la bomba y esta a su vez entrega presión al crudo, impulsándolo a la tubería - dependen de la zona geográfica que cruza la línea del Sistema de Oleoducto Transecuatoriano (SOTE).

En el primer capítulo se detallan las características de cada estación, los tipos de motores y especificaciones de cada uno.

El segundo capítulo contiene el fundamento teórico necesario para calcular la contrapresión en los ductos de escape, condiciones de flujo de gases de escape, pérdidas de presión en tuberías cerradas y silenciadores, parámetros que se deben considerar en cada motor, según la estación de bombeo.

El tercer capítulo muestra el cálculo de la contrapresión en el sistema de escape, evaluación preliminar de la nueva configuración y análisis de los resultados obtenidos.

El cuarto capítulo contiene la evaluación final de la nueva configuración, para esto se hace la simulación del ciclo real del motor, que permite cuantificar la pérdida de potencia, rendimiento y el aumento en consumo de combustible debido a esta nueva implementación.

El último capítulo detalla las conclusiones y recomendaciones después de que se han obtenido los resultados de las pérdidas en potencia efectiva, consumo de combustible y rendimiento del motor, debido al incremento en la longitud del ducto de escape según establece la norma TULAS libro VI anexo 3.

## **PRESENTACIÓN**

El compromiso de EP-Petroecuador por mantener el equilibrio entre la producción petrolera y la conservación de los entornos socio – ambientales ubicados en las áreas de operación, motiva el estudio del rediseño de los ductos de escape de los motores ALCO en las cinco estaciones de bombeo del SOTE.

El rediseño en los ductos de escape es necesario para el cumplimiento de la ubicación de los puertos de muestreo requerido para el monitoreo y control ambiental que establece la norma TULAS para emisiones en fuentes fijas.

Este proyecto contempla la longitud a implantar en los motores ALCO para prevenir los impactos directos, indirectos y los riesgos que se podrían generar en el motor al establecer este nuevo dimensionamiento, se han incluido las medidas óptimas para cada ducto de escape de los motores ALCO, así como anexos que muestran datos relevantes.

El proyecto desarrollado cumple con los requerimientos y expectativas solicitadas por la empresa EP-PETROECUADOR y contribuye a dar soluciones y conservar el entorno de la comunidad.

## **CAPÍTULO I**

### **MOTORES ALCO EN LAS CINCO ESTACIONES DEL SOTE.**

#### **1.1. INTRODUCCIÓN**

El Sistema de Oleoducto Transecuatoriano (SOTE) fue inaugurado en el año de 1972, el deterioro ambiental ha sido creciente, la actividad petrolera es una de las industrias que más impactos produce en el medio ambiente y en la biodiversidad. Las prácticas operacionales típicas de la industria petrolera han afectado el medio ambiente circundante.

Durante los últimos 10 años, la gestión ambiental en el sector hidrocarburífero ha mejorado sustancialmente dentro de un marco legal que se desarrolló a través de varios instrumentos, el Reglamento Ambiental para las Operaciones Hidrocarburíferas en el Ecuador Decreto No. 1215, que establece los lineamientos para: la preservación del medio ambiente la prevención de la contaminación y la participación de la comunidad.

El reglamento se centra en la estructuración de herramientas técnicas y administrativas para un sistema de control y monitoreo eficiente, así como en la definición de parámetros y límites permisibles

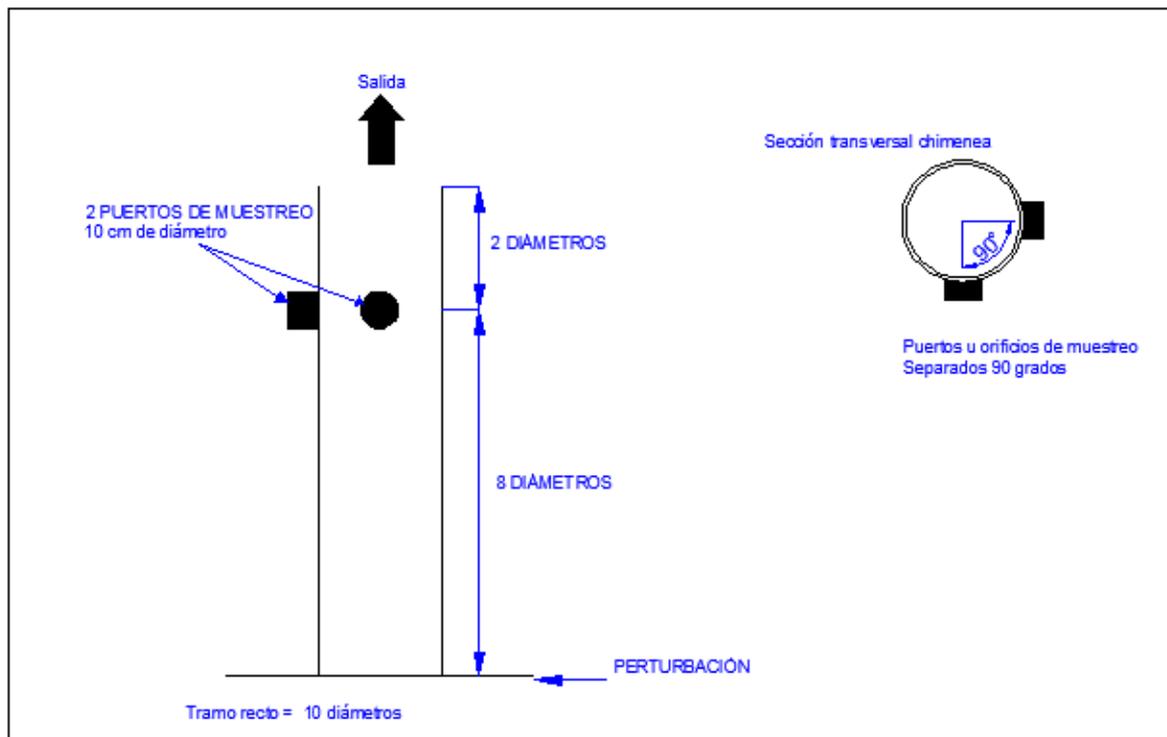
El monitoreo ambiental es un seguimiento permanente mediante registros continuos, observaciones y mediciones, muestreos y análisis de laboratorio, así como la evaluación de estos datos para determinar la incidencia de los parámetros observados sobre el medio ambiente y la salud.

El control es un monitoreo externo, periódico y sistemático sobre la calidad de procesos, verificando que se ajusten a un modelo preestablecido, en este caso los estándares fijados en el Reglamento Ambiental.

El desarrollo del presente proyecto se centra en el artículo 30 manejo y tratamiento de emisiones a la atmósfera del Reglamento Ambiental para las fuentes fijas de combustión, así como los puntos de muestreo en chimeneas se ubicarán de acuerdo a la norma TULAS libro VI anexo 3. (ANEXO A)

En la sección 4.2.2 de la norma se establece:

Los puertos de muestreo se colocarán a una distancia de ocho diámetros de chimenea corriente abajo y dos diámetros de chimenea corriente arriba, de una perturbación al flujo normal de gases de combustión (figura 1.1). Se entiende por perturbación cualquier codo, contracción o expansión que posee la chimenea o conducto. En conductos de sección rectangular, se utilizará el mismo criterio, salvo que la ubicación de los puertos de muestreo se definirá en base al diámetro equivalente del conducto.<sup>1</sup>



**Figura 1.1** Condiciones ideales que debe cumplir una chimenea<sup>2</sup>

<sup>1</sup>NORMA TULAS LIBRO VI ANEXO 3 sección 4.2.2.5

<sup>2</sup>[http:// www.appisa.com](http://www.appisa.com)

Los motores ALCO que operan en las estaciones de bombeo del SOTE sector oriente, deben cumplir con esta norma, al momento los ductos de escape tienen instalados los puertos de muestreo pero no se está cumpliendo con lo estipulado como se muestra en la fotografía 1.1



**Fotografía 1.1** Ducto de escape de los motores ALCO

## **1.2. HISTORIA Y DESARROLLO DEL MOTOR ALCO**

En 1982, ALCO una empresa de McIntosh & Seymour Motor Company, fue uno de los pioneros en EE.UU. en el diseño y construcción de motores diesel, con su experiencia con los motores alternativos de vapor a partir de 1888. Los motores ALCO pesaban más de 200 libras por caballo de fuerza. Las velocidades de rotación eran bajas, con una presión media efectiva de 75 psi que hasta el momento era considerada máxima. Estas limitaciones se reflejaban debido a la mecánica del motor diesel desarrollada en ese momento y a los materiales de los cuáles estaba constituida la máquina.

En ALCO rápidamente se dieron cuenta que el futuro estaba en el desarrollo de motores diesel más ligeros, más veloces, que desarrollaran gran potencia con menos peso, y manteniendo una buena eficiencia térmica y una alta fiabilidad. Inmediatamente abordó los problemas en los materiales y el diseño que limitaban la

eficiencia del motor. Con el desarrollo del motor de cuatro tiempos, se obtuvo mayor eficiencia en la utilización de combustible, en lugar de la base de fundición habitual, los ingenieros diseñaron el motor en base al acero, el nuevo desarrollo abrió otro camino para reducir el peso del motor diesel.

ALCO introdujo los gases de escape turboalimentados, por primera vez en los EE.UU en un motor diesel. El turbocompresor elevó la producción de motores de 600 a 900 caballos de fuerza, reduciendo la relación  $\frac{HP}{peso}$  casi a un tercio.

El éxito de la sobrealimentación cambió los parámetros de diseño de los motores diesel de cuatro tiempos. Ha permitido aumentar considerablemente la potencia del motor sin un gran aumento en la presión máxima del cilindro y la temperatura del escape.

De 1935 a 1939, ALCO llevó a cabo estudios de los efectos de la sobrealimentación. El turbocompresor eliminaba la antigua desventaja que tenían los motores pequeños, mayor velocidad en la explosión, proporcionando una presión positiva entre el aire entrante y los gases de escape. En segundo lugar, la cantidad de aire, comparada con la cantidad de combustible en la mezcla de aire/combustible, alcanzó mejores valores antes de llegar a la tensión térmica. En tercer lugar, un menor peso en las partes recíprocas o alternativas impuso una carga mucho menor en el cigüeñal y cojinetes de biela.

Los modelos de motores que operan actualmente en la estaciones del Sistema de Oleoducto Transecuatoriano (SOTE) son los ALCO 251 serie "C", las series van desde la letra A – F estas letras representan mejoras en los motores acompañadas de incrementos en la potencia generadas.

El sistema cuenta con 6 estaciones de bombeo: Lago Agrio, Lumbaqui, El Salado, Baeza, Papallacta y Quinindé. Los motores que operan en estas estaciones son marca ALCO excepto en Quinindé que opera con motores marca CATERPILLAR,

cada tipo de motor poseen diferentes cilindrajes y la potencia depende de la situación geográfica en la que se encuentran en funcionamiento.

En cada una de las estaciones de Lago Agrio y Lumbaqui operan 7 motores ALCO de 16 cilindros en V, con una capacidad operativa de 2500 BHP @ 1050 RPM, equipados con un turbocompresor marca NAPIER modelo N295. Estos motores tienen una relación de compresión aire – combustible de 11.5 a 1.

En la estación de El Salado operan 7 motores ALCO de 12 cilindros en V, con una capacidad operativa 1850 BHP @ 1050 RPM equipados con un turbocompresor marca NAPIER modelo N255, tienen una relación de compresión de aire – combustible de 11.5 a 1.

En las estaciones de Baeza y Papallacta operan 7 motores ALCO de 18 cilindros en V en cada una, con una capacidad operativa de 2900 BHP @ 1050 RPM equipados con un turbocompresor marca NAPIER modelo N355, tienen una relación de compresión de aire – combustible de 11.5 a 1

Los motores en “V” de 12, 16 y 18 cilindros turboalimentados son de cuatro tiempos, usan árboles de leva de 140° y válvulas de mayor superposición durante la etapa de compresión, lo que permite desarrollar una mayor potencia sin aumentar las temperaturas de los cabezotes, colectores y turbocompresores. El regulador de control de velocidad de estos motores es electrónico.

La estación de Quinindé fue construida en el año 2000 y cuenta con 3 motores CATERPILLAR modelo 3612 con una capacidad de 4.285 BHP @ 945RPM.

### 1.3. UBICACIÓN GEOGRÁFICA

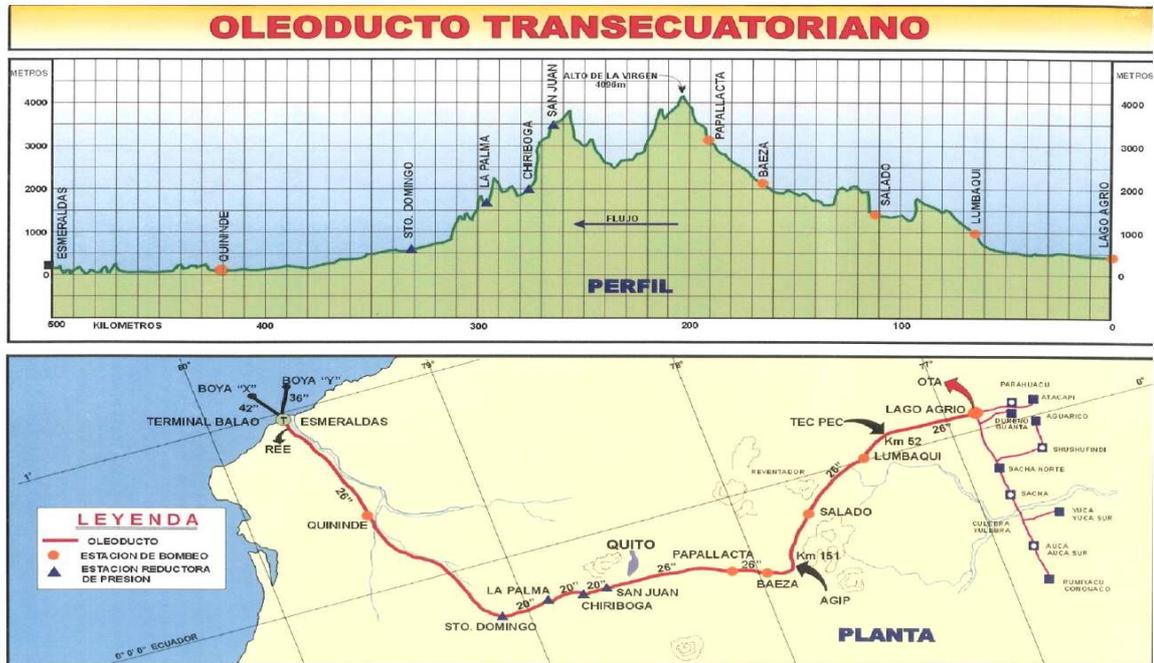


Figura 1.2 Sistema de Oleoducto Transecuatoriano.<sup>3</sup>

#### 1.3.1. INFRAESTRUCTURA

El Sistema del Oleoducto Transecuatoriano (SOTE) constituye una de las obras más importantes para el Ecuador. Tiene una Capacidad de Transporte de 360.000 BPD para crudo de 23,7 °API y 390.000 BPD utilizando químico reductor de fricción; La línea principal desde Lago Agrio hasta el manifold de entrada en Balao – Esmeraldas comprende: 429 Km de tubería de 26” de diámetro exterior y 69 Km de tubería de 20” de diámetro exterior, cuenta con una Potencia Instalada de 101.405 HP en sus seis estaciones de bombeo: Lago Agrio, Lumbaqui, El Salado, Baeza, Papallacta y Quinindé; cuatro estaciones reductoras de presión: San Juan, Chiriboga, La Palma y Santo Domingo, y un Terminal Marítimo en Balao – Esmeraldas.

<sup>3</sup> <http://www.eppetroecuador.ec>

### 1.3.2. ESTACIONES DE BOMBEO

Tienen la función de proporcionar presión interna al crudo, posibilitando su flujo a través de la tubería; cuentan para ello con unidades de bombeo, accionadas con motores de combustión interna que usan petróleo crudo como combustible.

La estación cabecera ubicada en Lago Agrio y las 4 estaciones de bombeo del lado oriental: Lumbaqui, El Salado, Baeza y Papallacta, cuentan con 7 unidades de bombeo cada una, conectadas en paralelo, accionadas con motores ALCO. La estación de Quinindé en lado occidental cuenta con 3 unidades de bombeo conectadas en serie, con motores Caterpillar 3612.

En la tabla 1.1 se muestran las estaciones de bombeo, el número de motores con los que están equipadas cada estación, potencia desarrollada, y distancia aproximada con relación a Lago Agrio.

**Tabla 1.1** Estaciones de bombeo del SOTE<sup>4</sup>

Estación	Unidades de bombeo	Potencia (HP)	Distancia aproximada con relación a Lago Agrio (Km)	Altura geográfica; metros sobre el nivel del mar (m)
Lago Agrio	7	17500		297
Lumbaqui	7	17500	66,6	850
El Salado	7	12950	111,7	1289
Baeza	7	20300	164	2002
Papallacta	7	20300	189,29	3009
Quinindé	3	12855	420,25	97
Terminal Balao			497,7	
Total HP		101405		

### 1.3.3. DESCRIPCIÓN DE LAS INSTALACIONES

#### Estación No. 1: Lago Agrio

El trabajo de bombeo se inicia en Lago Agrio, Estación No. 1, cabecera de la operación de bombeo del SOTE, es la responsable de coordinar toda la operación, está localizada en la provincia de Sucumbíos, cantón Nueva Loja, consta de:

<sup>4</sup> <http://www.eppetroecuador.ec>

- 8 tanques de almacenamiento de una capacidad de 250 mil barriles cada uno, dando un total de 2 millones de barriles de crudo provenientes de los diferentes campos petroleros orientales.
- Laboratorio de lubricantes y aguas, realiza semanalmente los análisis de la condiciones de los aceites lubricantes y agua de refrigeración de los motores y equipos, además pruebas de calidad del petróleo recibido de los campos.
- 1 tanque de 10 mil barriles para almacenamiento de crudo combustible de 29° API y 3 tanques de 500 barriles cada uno que almacenan el crudo combustible centrifugado para los motores ALCO.



**Fotografía 1.2** Estación de bombeo Lago Agrio

## **Estación No. 2: Lumbaqui**



**Fotografía 1.3** Estación de bombeo Lumbaqui

Es una estación de bombeo, localizada en la provincia de Sucumbíos, cantón Gonzalo Pizarro.

- Un tanque de almacenamiento de una capacidad de 10 mil barriles para combustible de los motores ALCO, y otro de 2000 barriles para alivio de presión.
- 3 tanques de 500 barriles cada uno que almacenan el crudo combustible centrifugado para los motores ALCO.

### **Estación No. 3: El Salado**



**Fotografía 1.4** Estación de bombeo El Salado

Estación de bombeo que constituye una de las arterias necesarias para que el crudo llegue a su destino, está localizada en la provincia del Napo trabaja con una potencia de 12.950 HP.

### **Estación No. 4: Baeza**

Baeza, sede de la cuarta estación del SOTE. Trabaja con una potencia de 20.300 HP, ya que tiene que impulsar el crudo hasta la Estación No. 5: Papallacta que está a 3.009 metros de altura.

Está localizada en la provincia del Napo, cantón Quijos, situado a una altitud de 2.002 metros sobre el nivel del mar, y en un área de 42.000 m<sup>2</sup> de terreno.



**Fotografía 1.5** Estación de bombeo Baeza

### **Estación No. 5: Papallacta**

Estación de bombeo más alta del Sistema de Oleoducto Transecuatoriano. Está localizada en la provincia del Napo, cantón Quijos, en un área de 10.265 m<sup>2</sup> de terreno. Desde esta estación se impulsa el bombeo hasta el punto más alto de la cordillera (La Virgen), situado a 4800 metros sobre el nivel del mar y desde aquí el crudo desciende por gravedad hasta la Estación reductora de presión San Juan que se encuentra a 3.497 metros de altura.



**Fotografía 1.6** Estación de bombeo Papallacta

### Estación No. 10: Quinindé



**Fotografía 1.7** Estación de bombeo Quinindé

Fue construida entre 1999 - 2000, la cual impulsa el crudo mediante 3 unidades Caterpillar, las cuales funcionan efectuando una acción de alivio en las pérdidas por fricción a lo largo de la tubería, que es prácticamente horizontal, desde Quinindé hacia Balao.

Es una estación de bombeo, localizada en la provincia de Esmeraldas, cantón Quinindé, situada a una altitud de 97 metros sobre el nivel del mar..

#### 1.3.4. ESTACIONES REDUCTORAS DE PRESION

Tienen la función de regular la presión de salida del petróleo desde la estación, para proteger la infraestructura del oleoducto corriente arriba, mediante el uso de válvulas de control. La tabla 1.2 se muestra las estaciones reductoras su altitud y la distancia aproximada con relación a Lago Agrio.

**Tabla 1.2** Estaciones reductoras de presión del SOTE<sup>5</sup>

Reductoras de Presión	Altitud (msnm)	Distancia aproximada con relación a Lago Agrio (Km)
Estación No. 6: San Juan	3497	261,683
Estación No. 7: Chiriboga	1998	273,616
Estación No. 8: La Palma	1613	295,956
Estación No. 9: Santo Domingo	566	331,800

<sup>5</sup> EP-PETROECUADOR SOTE Gerencia de Transporte y Almacenamiento

## 1.4. FUNCIONAMIENTO DEL MOTOR ALCO

### 1.4.1. CICLO OPERATIVO DEL MOTOR DIESEL

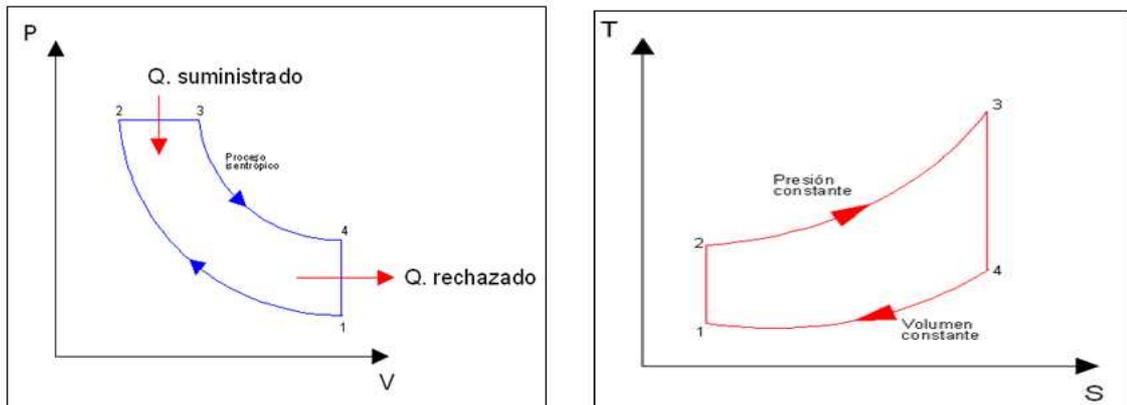


Figura 1.3 Diagramas T-s y P-v para el ciclo Diesel ideal.<sup>6</sup>

Los procesos termodinámicos que forman el ciclo Diesel son:

1. Compresión, proceso 1-2 (Figura 1.3): es un proceso de compresión adiabática reversible (isoentrópica), es decir sin intercambio de calor con el exterior. Simboliza el proceso de compresión de la masa fresca en el motor real, en el que el pistón, estando en el punto muerto inferior (PMI), empieza su carrera de ascenso, comprimiendo el aire contenido en el cilindro.
2. Combustión, proceso 2-3 (Figura 1.3): en esta idealización, el aporte de calor se simplifica por un proceso isóbaro (a presión constante). Sin embargo, la combustión Diesel es mucho más compleja: en el entorno del punto muerto superior (PMS), se inicia la inyección del combustible. El inyector pulveriza y atomiza el combustible, que en contacto con la atmósfera interior del cilindro, comienza a evaporarse. Las primeras gotas de combustible inyectado se auto inflaman y dan comienzo a una primera combustión caracterizada por ser muy turbulenta e imperfecta, al no haber tenido la mezcla de aire y combustible tiempo suficiente como para homogeneizarse.

<sup>6</sup> ALCO 251 Diesel Engine School, pg 12 – 18

3. Expansión, proceso 3-4 (Figura 1.3): se simplifica por una expansión isoentrópica (adiabática) del fluido termodinámico, hasta el volumen específico que se tenía al inicio de la compresión. La expansión se produce a consecuencia del elevado estado termodinámico de los gases tras la combustión, que empujan al pistón desde el PMS hacia el PMI, produciendo un trabajo. Sólo en esta carrera se produce un trabajo.
4. Última etapa, proceso 4-1 (Figura 1.3): esta etapa es un proceso isocórico (escape) es decir a volumen constante. Desde la presión final de expansión hasta la presión inicial de compresión.

#### 1.4.2. EMISION DE GASES CONTAMINANTES

Lo motores ALCO son encendidos por compresión, funcionan con petróleo crudo combustible, estos resultan ser más favorables en cuanto a la generación de gases contaminantes en relación con los gases generados por los motores encendidos por chispa

La tabla 1.3 ilustra en un comparativo y resumido los principales contaminantes que producen los motores a diesel, gasolina y crudo combustible.

**Tabla 1. 3** Principales contaminantes de los motores<sup>7</sup>

	MOTOR A GASOLINA	MOTOR A DIESEL	MOTORES ALCO (Crudo combustible)
<b>CO</b>	Aprox. 3%	Menor que 0.2%	Aprox. 0,021%
<b>CO<sub>2</sub></b>	Aprox. 14%	Hasta el 12%	Aprox. 7%
<b>COVs</b>	Hasta 0.05%	Menor que 0.01%	< 0,0001
<b>NO<sub>x</sub></b>	Hasta 0.5%	Hasta 0.25%	0,1111%
<b>SO<sub>x</sub></b>	Hasta 0.008%	Hasta 0.03%	Aprox. 0,001
<b>HOLLIN</b>	Hasta 0.05 g/m <sup>3</sup>	Hasta 0.25 g/m <sup>3</sup>	0,0137
<b>MATERIAL PARTICULAR</b>	0,5 g/m <sup>3</sup>	0,01 g/m <sup>3</sup>	0,0255

<sup>7</sup> INFORME TÉCNICO DE MONITOREO AMBIENTAL INTERNO, Preparado ABRUS, Ingeniería y Medio Ambiente.

Los óxidos de nitrógeno se pueden controlar disminuyendo el tiempo de retraso al encendido, mientras que en los motores de encendido por bujía, recirculando cierta cantidad de gases de escape.<sup>8</sup>

A pesar de que los gases de escape en el motor ALCO suelen aparecer de color negro, el contenido de carbono en el hollín es muy bajo, comparado con el carbono contenido en el combustible está en el orden del menos el 1%. El color negro de los gases de escape se debe fundamentalmente al hollín que se produce a temperaturas comprendidas entre 2000 – 3500 °K por pirólisis de los hidrocarburos en la zona que se produce la llama de difusión.

Si la combustión es incompleta, algunas partículas del combustible no habrán hecho contacto total con el oxígeno en el aire y no se quemarán por completo. El hidrógeno del combustible se combinará con el oxígeno del aire, pero el carbono del combustible no se combina con tanta facilidad con el oxígeno. Por tanto, el oxígeno libre del aire se combina con el hidrógeno para formar agua (H<sub>2</sub>O) y el carbono se descargará como humo negro en el tubo de escape. Las pequeñas cantidades de aceite lubricante que entran a la cámara de combustión y que no se queman por completo producirán humo azul.

### **1.4.3. COMBUSTIBLES PARA MOTORES**

Los combustibles para motores de combustión interna son materias cuya energía química puede transformarse en calor y a continuación en trabajo mecánico en el motor. Pueden clasificarse en sólidos, líquidos y gaseosos. Los sólidos no tienen aplicación práctica en el campo de la automoción, solamente si se los transforma a gaseosos.

Los combustibles líquidos son los actualmente empleados casi exclusivamente en los motores de combustión interna, y entre éstos, la inmensa mayoría son derivados del petróleo, aunque también se utilizan en algunos casos el bencol y los alcoholes.

---

<sup>8</sup> Control de emisiones vehiculares en el D. M. Q, Fundación Natura, pg 42.

Se pueden distinguir dos grandes categorías dentro de los combustibles líquidos derivados del petróleo: los carburantes y los aceites pesados, que se diferencian entre sí especialmente por su volatilidad. Los carburantes son empleados en motores de encendido por chispa y entre ellos se destaca la gasolina. Los aceites pesados o petróleos se utilizan en los motores Diesel y entre ellos se destaca el diesel y búnker.

#### **1.4.4. COMBUSTIBLES DERIVADOS DEL PETROLEO**

En los motores de combustión interna, los combustibles universalmente empleados son la gasolina y el diesel, los mismos que se obtienen de la destilación del petróleo.

El petróleo crudo es una mezcla de un gran número de hidrocarburos, compuestos de hidrógeno y carbono, con impurezas de azufre, nitrógeno y oxígeno en pequeña proporción. Procede de la putrefacción de vegetales sometidos a gran presión y elevada temperatura en el interior de la corteza terrestre. El petróleo natural no puede ser empleado como combustible directo, ya que contiene hidrocarburos de difícil combustión y productos incombustibles. Generalmente está compuesto por un 85% de carbono, 12% de hidrógeno, 1% de azufre, 1% de nitrógeno y 1% de oxígeno, aunque esta composición varía según el pozo del que se extrae, diferenciándose unos de otros por el número y disposición de los átomos en la formación de las moléculas, ya que dado el carácter específico de los átomos de carbono, pueden unirse entre sí por simple, doble y triple enlace.

El petróleo utilizado en los motores ALCO 251 del SOTE se le efectúa un proceso de precalentamiento y centrifugación, para reducir al máximo el contenido de sólidos en suspensión y agua contenida en el mismo, para luego ser almacenado en tanques de 500 barriles de capacidad. Luego este petróleo combustible pasa a otro sistema de precalentamiento y filtración fina.

El precalentamiento del crudo combustible está en el orden de 145 °F a fin de dar la viscosidad adecuada de 8 CGS aproximadamente para que ingrese al motor.

## **1.4.5. TURBOCOMPRESOR NAPIER**

### **1.4.5.1. Generalidades de la sobrealimentación**

La utilización de elementos que permitan sobrealimentar a los motores diesel viene dado por la necesidad de incrementar la potencia sin aumentar la cilindrada. La potencia es dependiente de la cantidad de combustible quemada adecuadamente en cada ciclo de funcionamiento del motor. Pero por mucho que se aumente la cantidad de combustible inyectado si no se introduce al mismo tiempo mayor cantidad de aire dentro del cilindro no se conseguirá el aumento de potencia deseado.

Por lo tanto, se conseguirá aumentar la potencia con una misma cilindrada si conseguimos colocar dentro del cilindro una cantidad de aire mayor a la que se obtiene en un motor de aspiración normal.

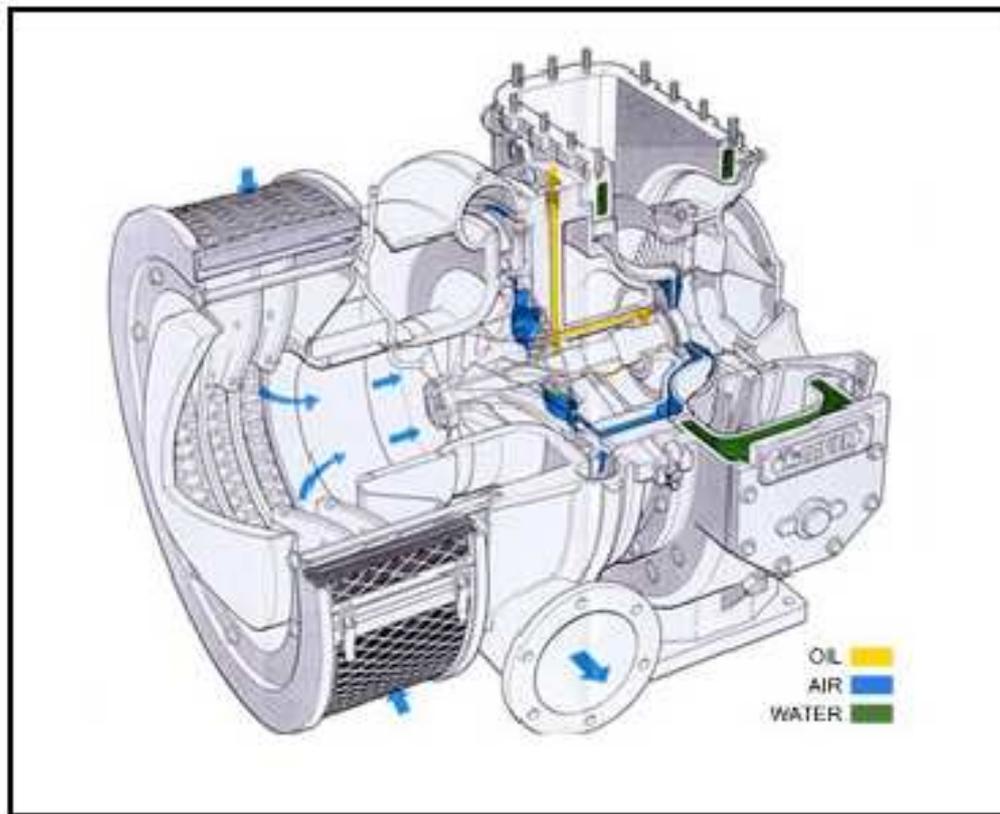
Al introducir exceso de aire en el cilindro la compresión aumenta, este incremento de compresión facilita el autoencendido y el completo quemado del combustible inyectado lo que permitirá un aumento en la potencia del motor. La mayor presión de aire de admisión favorece la expulsión de los gases quemados y el llenado de los cilindros con aire fresco.

### **1.4.5.2. El turbocompresor NAPIER**

El turbocompresor NAPIER (figura 1.4) es un sistema de sobrealimentación que aprovecha la energía con la que salen los gases de escape para impulsar una turbina la cual está unida mediante un eje a un compresor. El compresor está colocado en el sistema de admisión de aire del motor posee un movimiento giratorio obtenido de la turbina por el eje común. El compresor eleva la presión del aire que pasa por el filtro hacia cada uno de los cilindros mejorando la alimentación del motor. Esta presión de admisión de aire está entre 19 y 24 PSI, dependiendo de la estación, del motor y de las RPM de trabajo.

El pistón en su carrera de admisión; genera vacío, o una diferencia de presión; que es llenada a través de la válvula de admisión, por el peso de la presión atmosférica.

El motor adquiere más fuerza, o potencia; si en ese corto periodo de tiempo, le ingresa mas mezcla aumentando así la relación de compresión.



**Figura 1.4** Turbocompresor NAPIER modelo 295 & 355<sup>9</sup>

Por lo tanto la función de ingresar o empujar la mezcla dentro de los cilindros, la cumple perfectamente un turbocompresor.

En las estaciones de bombeo del SOTE sector oriente operan 3 modelos de turbocompresores NAPIER: NA 355 para las estaciones de Papallacta y Baeza; NA 295 para las estaciones de Lago Agrio y Lumbaqui; NA 255 para la estación de El Salado.

<sup>9</sup> Fairbanks Morse Manual for PETROECUADOR ALCO

## **1.5. CARACTERISTICAS Y ESPECIFICACIONES DE LOS MOTORES ALCO**

### **1.5.1. DESCRIPCIÓN DEL MOTOR<sup>10</sup>**

Las unidades que operan en las estaciones de bombeo son motores ALCO de combustión interna de cuatro tiempos con turbocompresor, diseñados con cámaras de combustión abiertas y un sistema de inyección de combustible.

Cada cilindro requiere dos revoluciones de cuatro ciclos del pistón para completar un ciclo de trabajo.

En condiciones actuales de operación el motor gira a 1030 RPM, el incrementador de velocidad está conectado entre el motor y la bomba, éste a través de un juego de piñones relación 1:3.64 incrementa la velocidad en la bomba. El petróleo es alimentado hacia el centro del impulsor rotatorio y es impulsado por la acción centrífuga. Como resultado de la alta velocidad de rotación el fluido adquiere una energía cinética elevada, la diferencia de presión entre la succión y la descarga de la bomba se debe a la conversión de la energía cinética en energía de presión.

La succión de la bomba recibe el petróleo proveniente del intercambiador de calor en valores que van de los 100 a los 240 psi dependiendo de la estación y del número de unidades en funcionamiento, con excepción de la estación Salado que por su ubicación geográfica recibe el crudo a presiones que van de 470 a los 580 psi. La bomba centrífuga eleva la presión del crudo a valores que alcanzan los 1500 psi en Lago Agrio, Lumbaqui y Salado; en Papallacta, donde el crudo bombeado debe vencer el Alto de La Virgen (4,096m), la presión de descarga alcanza los 1,770 PSI.

El motor ALCO opera con petróleo crudo como combustible, el mismo que recibe un proceso de centrifugación, el crudo combustible que se utiliza es de 29°API.

---

<sup>10</sup>FAIRBANKS MORSE Engine Division, Manual de operación y mantenimiento para Petroecuador.

La base del motor es en acero soldado. Una bomba de engranes suministra la presión para la lubricación de todas las piezas. El agua de refrigeración circula forzada por medio de una bomba centrífuga accionada por el motor.

La tabla 1.4 se muestra las especificaciones técnicas de cada motor que operan a lo largo del SOTE de 12, 16, 18 cilindros.

**Tabla 1.4** Datos de los motores de 12, 16, 18 cilindros<sup>11</sup>

<b>DATOS DE LOS MOTORES</b>			
	<b>12 CILINDROS</b>	<b>16 CILINDROS</b>	<b>18 CILINDROS</b>
Diámetro y recorrido	9" x 10-1/2"	9" x 10-1/2"	9" x 10-1/2"
Numero de cilindros	12	16	18
Desplazamiento (ft <sup>3</sup> )	8016	10688	12024
Cabeza cóncava	12,5 a 1	12,5 a 1	-
Cabeza plana	11,5 a 1	11,5 a 1	11,5 a 1
Numero de válvulas por cilindro			
Admisión	2	2	2
Escape	2	2	2
Diámetro del cuello del cigüeñal en pulgadas	6	6	6
Diámetro de los muñones del cigüeñal (in)	8-1/2	8-1/2	8-1/2
Numero de cojinetes principales	7	9	10

La tabla 1.5 muestra la altitud, presión, temperatura y características del motor de acuerdo a la estación en la que opera.

**Tabla 1.5** Localización de las estaciones y valoraciones del motor<sup>12</sup>

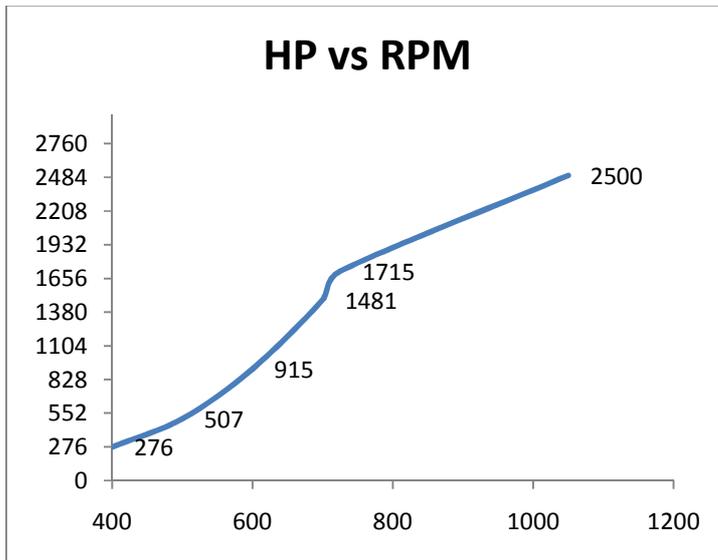
<b>ESTACIÓN</b>	<b>LAGO AGRIO</b>	<b>LUMBAQUI</b>	<b>SALADO</b>	<b>BAEZA</b>	<b>PAPALLACTA</b>
Altitud (m)	294	850	1287	2050	3013
Ft.	964	2788	4222	6725	9885
Presión atm. Psia.	14,2	13,28	12,58	11,4	10,1
Pulgadas Hg.	28,9	27,03	25,6	23,2	20,55
Temperatura atm. °F.	100	100	80	70	55
°C	37,78	37,78	26,67	21,11	12,78
<b>MOTOR</b>					
Tipo	16 cilindros	16 cilindros	12 cilindros	18 cilindros	18 cilindros
Nº de motores	7	7	7	7	7
BHP a plena carga	2500	2500	1850	2800	2800
RPM a plena carga	1050	1050	1050	1050	1050
BMEP	182	182	173	175	175
Tipo turbo cargador	NAPIER N295	NAPIER N295	NAPIER N255	NAPIER N350	NAPIER N350

<sup>11</sup> Fairbanks Morse Manual for PETROECUADOR ALCO 12, 16, 18 Cylinders

<sup>12</sup> EP-PETROECUADOR SOTE Gerencia de Transporte y Almacenamiento

### 1.5.2. DIAGRAMAS HP VS. RPM DEL MOTOR ALCO PARA LAS CINCO ESTACIONES

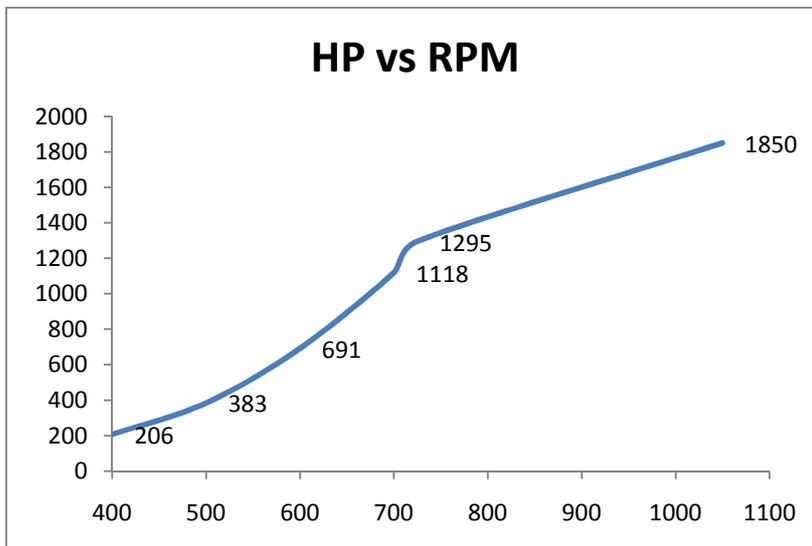
Estación Lago Agrio (964 ft) y Lumbaqui (2788 ft) motor 16 cilindros



Basado sobre temperatura ambiente de 100 °F y presión de 28,9 pulg de Hg

**Figura 1. 5** Diagrama HP vs RPM para motores de estación Lago Agrio y Lumbaqui<sup>13</sup>

Estación Salado (4222 ft) motor 12 cilindros.

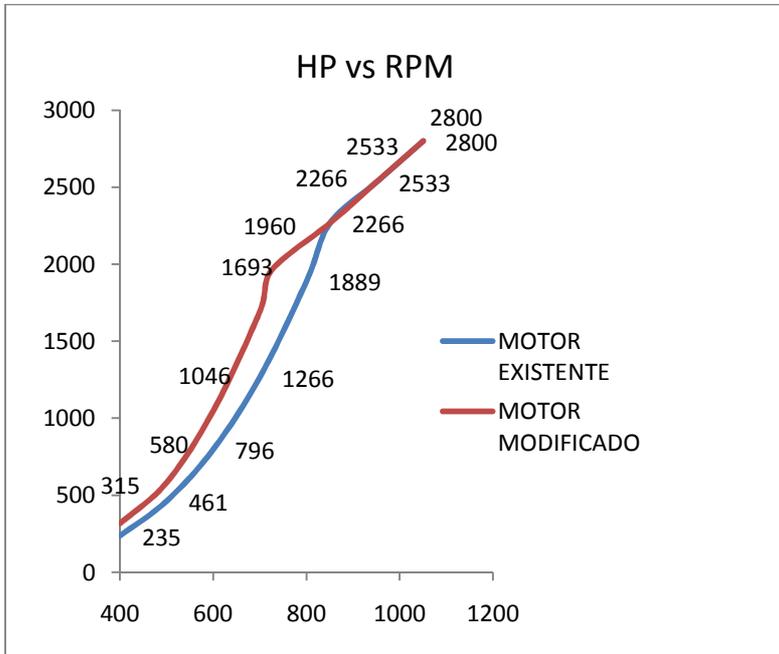


Basado sobre temperatura ambiente de 80 °F y presión de 25,6 pulg de Hg

**Figura 1.6** Diagrama HP vs RPM para motores de estación Salado<sup>14</sup>

<sup>13</sup> Fairbanks Morse Manual for PETROECUADOR ALCO 16 CYLINDERS

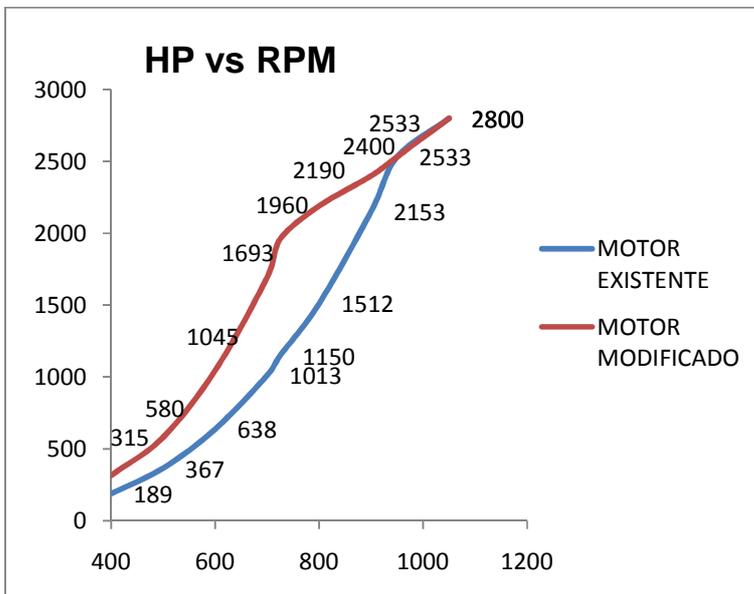
Estación Baeza (6725 ft) motor 18 cilindros.



Basado sobre temperatura ambiente de 70 °F y presión de 23,3 pulg de Hg

Figura 1.7 Diagrama HP vs RPM para motores de estación Baeza<sup>15</sup>

Estación Papallacta (9885 ft) motor 18 cilindros.



Basado sobre temperatura ambiente de 55 °F y presión de 20,5 pulg de Hg

Figura 1.8 Diagrama HP vs RPM para motores de estación Papallacta<sup>16</sup>

<sup>14</sup> Fairbanks Morse Manual for PETROECUADOR ALCO 12 CYLINDERS

<sup>15</sup> Fairbanks Morse Manual for PETROECUADOR ALCO 18 CYLINDERS

### 1.5.3. TIPOS DE MOTORES

#### 1.5.3.1. Especificaciones técnicas modelo de motor: 251 - 18 cilindros

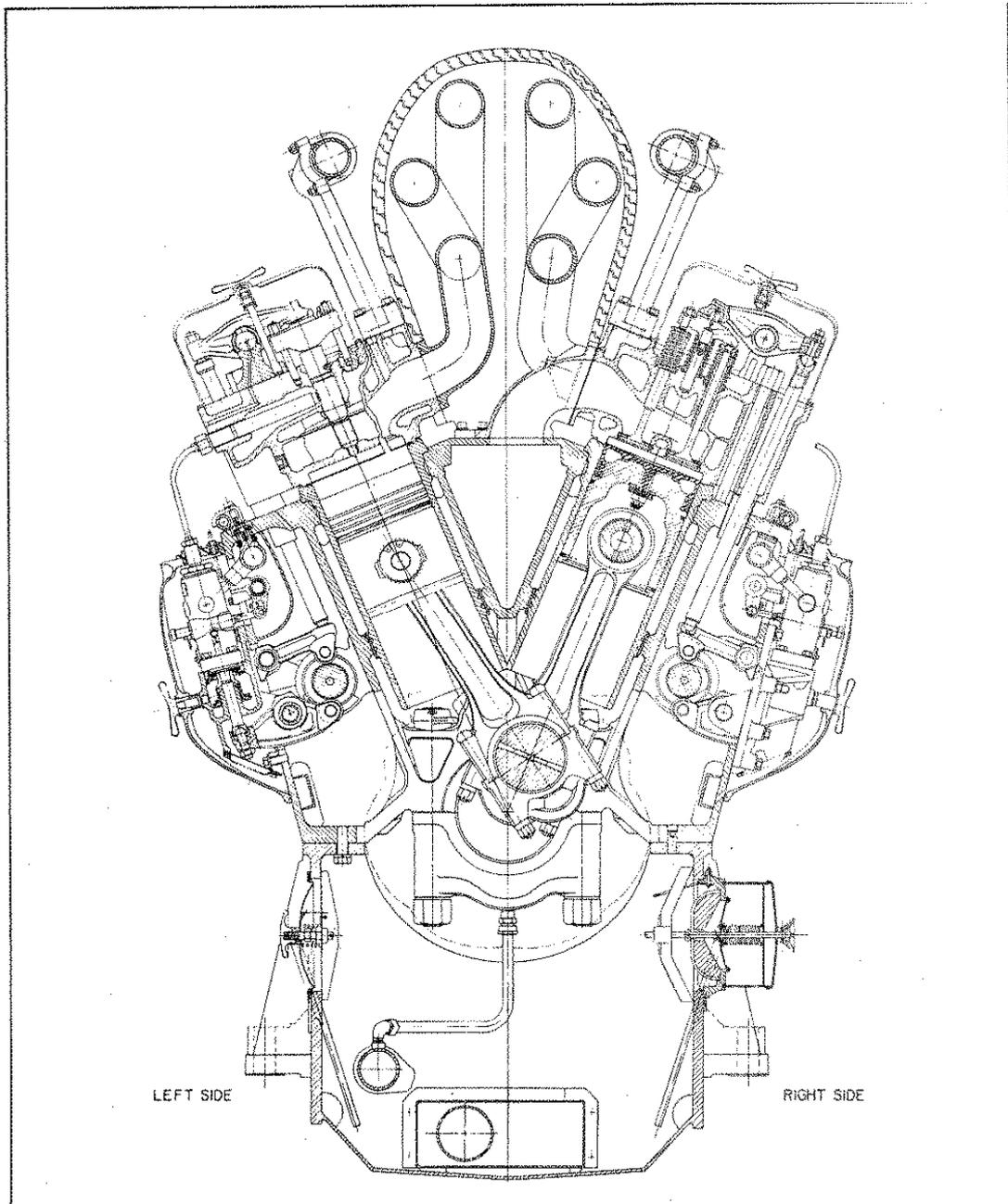


Figura 1. 9 Motor ALCO 251 de 18 cilindros.<sup>17</sup>

<sup>16</sup> Fairbanks Morse Manual for PETROECUADOR ALCO 18 CYLINDERS

<sup>17</sup> Fairbanks Morse, Manual for PETROECUADOR ALCO 18 CYLINDERS

## DATOS DE DISEÑO

Numero de modelo	.....	251
Numero de cilindros	.....	18
Diámetro del cilindro	.....	9"
Carrera	.....	10,5"
Relación de compresión	.....	11.5:1
Rotación del cigüeñal (Visto desde el extremo de unidad)	.....en sentido contrario	
Deflexión del cigüeñal	.....	+ 0.004"
Superponen árbol de levas	.....	140°
Equipos de Inyección de combustible, inyector de boquilla:		
Nº. Agujeros	.....	9
Diámetro del agujero	.....	0.350 mm
Angulo de pulverización	.....	145°
Diámetro de la bomba de inyección	.....	16 mm
Sincronización de la bomba de combustible	.....	27 – 1/2° BTDC
Cremallera de la bomba de combustible de viaje:		
100%	.....	26.5 mm
parada	.....	30 mm
Regulador	.....	Woodward ProAct Digital Plus – 8404 – 010

Salida, nominal (100%)	.....2900 BHP
Velocidad, nominal del motor (100%)	.....1050 RPM
Velocidad, turbocompresor	.....23000 RPM
Turbocompresor, modelo	.....Napier 355 FAC

#### VACIO

Carter, 100 % de carga, min	.....0,5" H <sub>2</sub> O
-----------------------------	----------------------------

#### PRESION (100% DE CARGA)

Múltiple de escape	
S/N 03000418	.....20 – 21 PSI
S/N 04000518	.....22 – 23 PSI
Combustible cabezal	.....40 – 45 PSI
Lubricación de aceite cabezal	.....90 – 95 PSI
Salida de la bomba de agua	.....48 – 49 PSI

#### TEMPERATURAS

Escape:

Cilindros	.....600 – 750 °F
Chimenea	.....600 °F

Aceite lubricante, salida	.....175 °F
Camisa, salida	.....170 °F

#### CIERRE

El motor se apagará cuando:

Velocidad supere a	.....1050 RPM
--------------------	---------------

### 1.5.3.2. Especificaciones técnicas modelo de motor: 251 - 16 cilindros

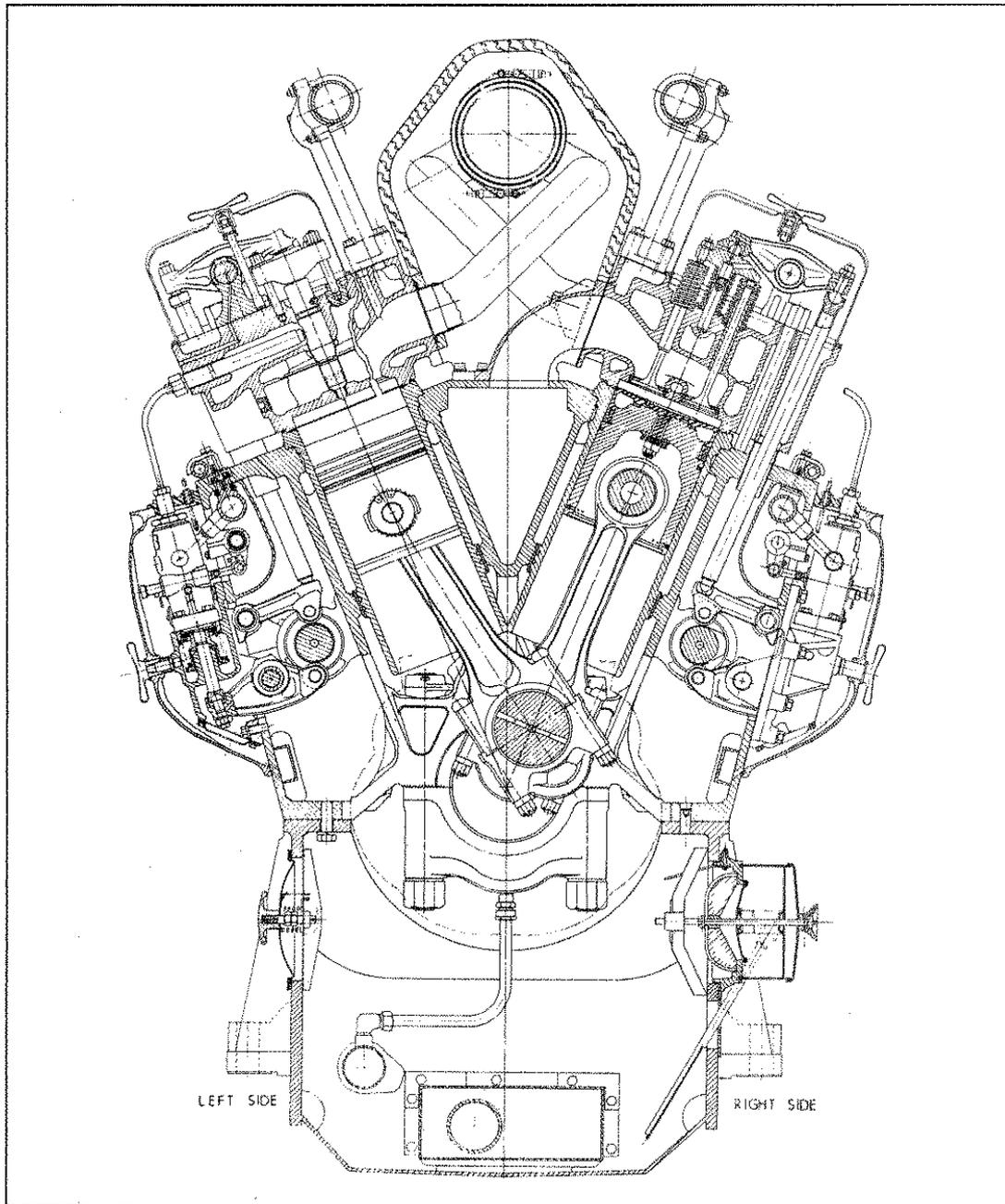


Figura 1. 10 Motor ALCO 251 de 16 cilindros.<sup>18</sup>

<sup>18</sup> Fairbanks Morse, Manual for PETROECUADOR ALCO 16 CYLINDERS

## DATOS DE DISEÑO

Numero de modelo	.....251
Numero de cilindros	.....16
Agujero	.....9"
Carrera	.....10,5"
Relación de compresión	.....11.5:1
Rotación del cigüeñal (Visto desde el extremo de unidad)	.....en sentido contrario
Deflexión del cigüeñal	.....+ 0.004"
Superponen árbol de levas	.....140°
Equipos de Inyección de combustible, inyector de boquilla:	
Nº. Agujeros	.....9
Diámetro del agujero	.....0.350 mm
Angulo de pulverización	.....145°
Diámetro de la bomba de inyección	.....16 mm
Sincronización de la bomba de combustible	.....27 – 1/2° BTDC
Cremallera de la bomba de combustible de viaje:	
100%	.....26 mm
parada	.....30 mm
Regulador	.....Woodward ProAct Digital Plus – 8404 - 010

Salida, nominal (100%)	.....2500 BHP
Velocidad, nominal del motor (100%)	.....1050 RPM
Velocidad, turbocompresor	.....26000 RPM
Turbocompresor, modelo	.....Napier NA.295

### VACIO

Carter, 100 % de carga, min	.....0,5" H <sub>2</sub> O
-----------------------------	----------------------------

### PRESION (100% DE CARGA)

Múltiple de escape	.....18,5 – 21 PSI
Combustible cabezal	.....40 – 45 PSI
Lubricación de aceite cabezal	.....90 – 95 PSI
Salida de la bomba de agua	.....48 – 49 PSI

### TEMPERATURAS

Escape:

Cilindros	.....650 – 750 °F
Chimenea	.....600 °F
Aceite lubricante, salida	.....178 °F
Camisa, salida	.....160 °F

### CIERRE

El motor se apagará cuando:

Velocidad supere a	.....1050 RPM
--------------------	---------------

### 1.5.3.3. Especificaciones técnicas modelo de motor: 251 - 12 cilindros

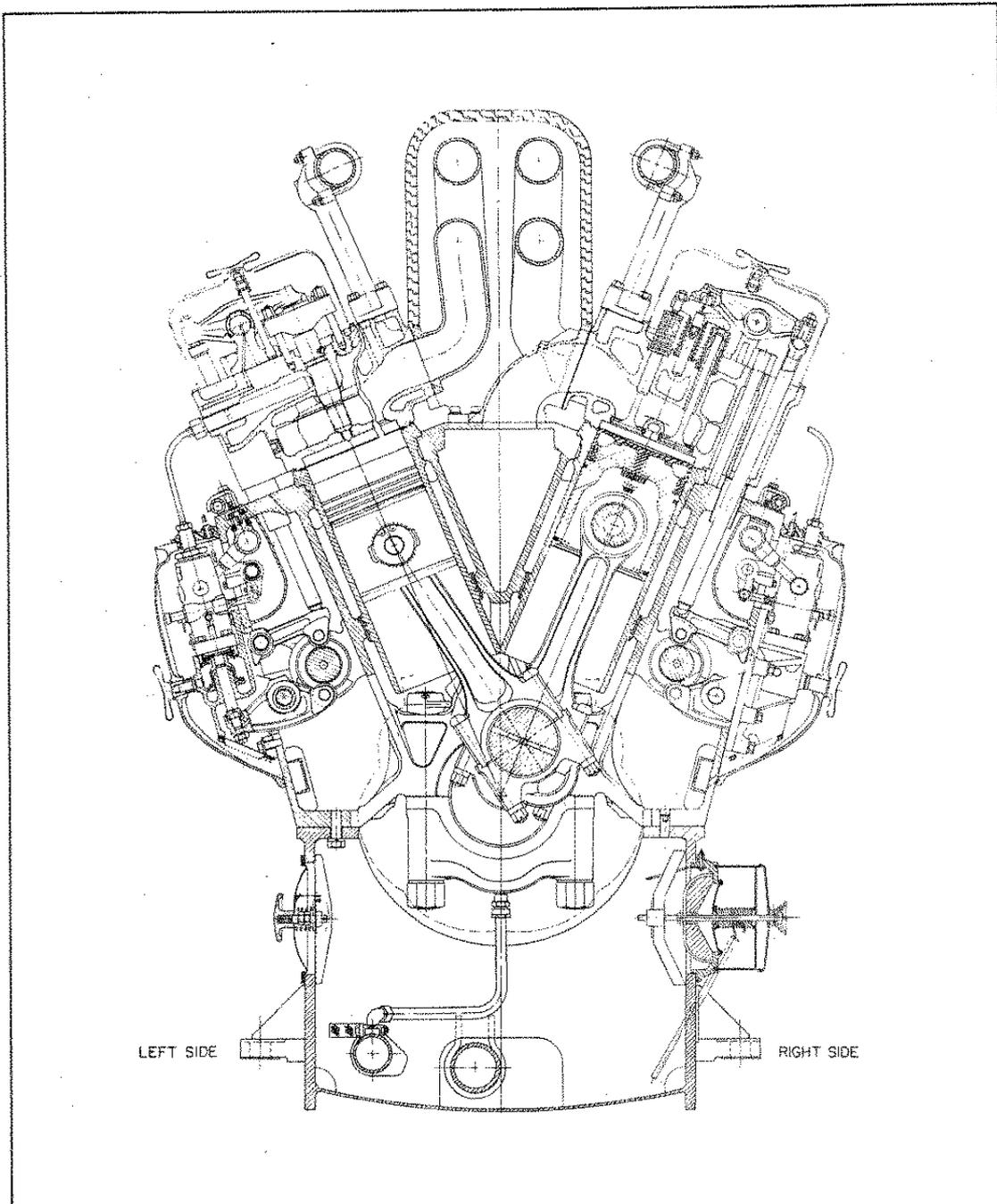


Figura 1.11 Motor ALCO 251 de 12 cilindros.<sup>19</sup>

<sup>19</sup> Fairbanks Morse, Manual for PETROECUADOR ALCO 12 CYLINDERS

**DATOS DE DISEÑO**

Numero de modelo	.....251
Numero de cilindros	.....12
Agujero	.....9"
Carrera	.....10,5"
Relación de compresión	.....11.5:1
Rotación del cigüeñal (Visto desde el extremo de unidad)	.....en sentido contrario
Deflexión del cigüeñal	.....+ 0.004"
Superponen árbol de levas	.....140°
Equipos de Inyección de combustible, inyector de boquilla:	
Nº. Agujeros	.....9
Diámetro del agujero	.....0.350 mm
Angulo de pulverización	.....145°
Diámetro de la bomba de inyección	.....16 mm
Sincronización de la bomba de combustible	.....27 – 1/2° BTDC
Cremallera de la bomba de combustible de viaje:	
100%	.....26.5 mm
parada	.....30 mm
Regulador	.....Woodward ProAct Digital Plus – 8404 - 010
Salida, nominal (100%)	.....1850 RPM

Velocidad, nominal del motor (100%)	.....1050 RPM
Velocidad, turbocompresor	.....28000 RPM
Turbocompresor, modelo	.....Napier NA.255

### VACÍO

Carter, 100 % de carga, min	.....0,5" H <sub>2</sub> O
-----------------------------	----------------------------

### PRESION (100% DE CARGA)

Múltiple de escape	.....14 – 16 PSI
Combustible cabezal	.....40 – 45 PSI
Lubricación de aceite cabezal	.....80 -85 PSI
Salida de la bomba de agua	.....48 – 49 PSI

### TEMPERATURAS

Escape:

Cilindros	.....650 – 750 °F
Chimenea	.....700 °F
Aceite lubricante, salida	.....175 °F
Camisa, salida	.....170 °F

### CIERRE

El motor se apagará cuando:

Velocidad supere a	.....1050 RPM
--------------------	---------------

## 1.6. SISTEMA DE ESCAPE

Cuando se abre la válvula de escape a la mitad del ciclo de escape. Un flujo de gas a una temperatura y velocidad altas, sale a través de los conductos de la culata hacia los múltiplos de escape, buscando el exterior.

Cuando la válvula de escape comienza abrirse, pone en contacto dos espacios con una enorme diferencia de presión, una cámara de combustión repleta de gas que aún continúa su proceso de expansión, y un múltiple de escape a una presión

próxima a la ambiental. Esta brusca diferencia crea una onda de presión, que se desplaza por el sistema de escape a una velocidad superior a la de los propios gases.

El sistema de escape consiste de un silenciador y tubería con soportes, anclas y juntas de expansión necesarios para la dilatación térmica y para el aislamiento de vibraciones, el sistema está diseñado para evitar la resonancia estructural con frecuencias generadas por el motor.

La instalación donde esté instalado el sistema de escape, tiene que alcanzar los siguientes objetivos:

- 1) Asegurar que la contrapresión producida por los gases de escape al salir del motor, no alcance el límite indicado por el fabricante.
- 2) Realizar un tipo de sujeción de todo el sistema de manera que no se produzcan esfuerzos sobre el colector de escape y el turbocompresor.
- 3) Permitir la expansión o compresión térmica.
- 4) Asegurar una flexibilidad suficiente del sistema.
- 5) Reducir el ruido del escape.

## **1.6.1. LA CONTRAPRESIÓN EN EL SISTEMA DE ESCAPE**

### **1.6.1.1. Definición**

La diferencia entre la presión media en el tubo de escape y la presión atmosférica es la denominada contrapresión en el sistema de escape. El valor de contrapresión es una medida de la resistencia al flujo libre de los gases a través de los diferentes componentes del sistema de escape; éste parámetro permite evaluar las restricciones ocasionadas por el silenciador, tuberías demasiado largas, tuberías de diámetro demasiado pequeño, cambios de dirección bruscos, etc.

Valores altos de contrapresión indican una gran resistencia al flujo de los gases de escape mientras que valores bajos de contrapresión indican una resistencia al

flujo muy baja. Generalmente los fabricantes de motores indican los valores máximos admisibles de contrapresión en el sistema de escape de manera que el funcionamiento del motor no se vea afectado.

Una contrapresión demasiado elevada produce:

- 1) Una pérdida de potencia
- 2) Un aumento de consumo de combustible.
- 3) Una temperatura de escape demasiado elevada.

Estas condiciones de trabajo entrañan un sobrecalentamiento y humos excesivos, esto reduce la longevidad de las válvulas y turbocompresor. La contrapresión máxima está dada por el fabricante del motor.

#### **1.6.1.2. Influencia de la contrapresión en el motor diesel**

Una elevada contrapresión en el sistema de escape afectará a los siguientes aspectos:

##### *1.6.1.2.1. Influencia de la contrapresión en la potencia del motor y consumo de combustible*

Mientras mayor sea la contrapresión generada en el sistema de escape menor será la potencia disponible en el volante motor y por lo tanto mayor será el consumo de combustible. Una presión de 200 mbar ocasiona una pérdida de potencia en un motor a diesel de 2-3% y un aumento en el consumo de combustible de igual magnitud<sup>20</sup>.

La pérdida de potencia del motor puede ser explicada si se analiza el ciclo real de un motor de cuatro tiempos en un diagrama P-V (figura 1.12). En este diagrama se puede observar una zona de trabajo negativo denominada trabajo de bombeo que es generada por la acción del pistón en las fases de admisión y escape. Durante la admisión la presión de aire es menor a la presión atmosférica, mientras que en el escape la presión de los gases es superior a la presión atmosférica;

---

<sup>20</sup> JAUSSEI, François, Critical Effects of Filters on Engines and on Filters by Engines, junio del 2009, [www.arb.ca.gov/diesel/verdev/wn/fjaussi.pdf](http://www.arb.ca.gov/diesel/verdev/wn/fjaussi.pdf).

estas dos condiciones obligan a realizar un trabajo que consume parte de la energía proveniente del motor.

Mientras mayor sea la contrapresión en el sistema de escape, mayor será la presión durante la fase de escape y más significativo será el trabajo que tiene que realizar el motor para evacuar los gases del cilindro.

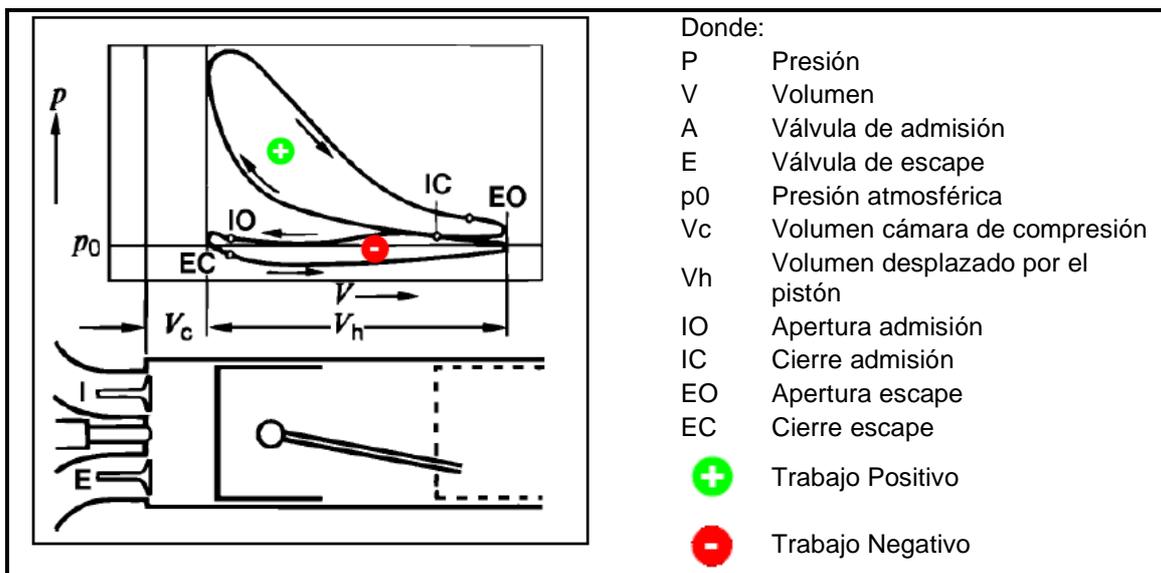


Figura 1. 12 Ciclo real en un diagrama P-V (motor no sobrealimentado)<sup>21</sup>

#### 1.6.1.2.2. Influencia de la contrapresión en la sobrealimentación

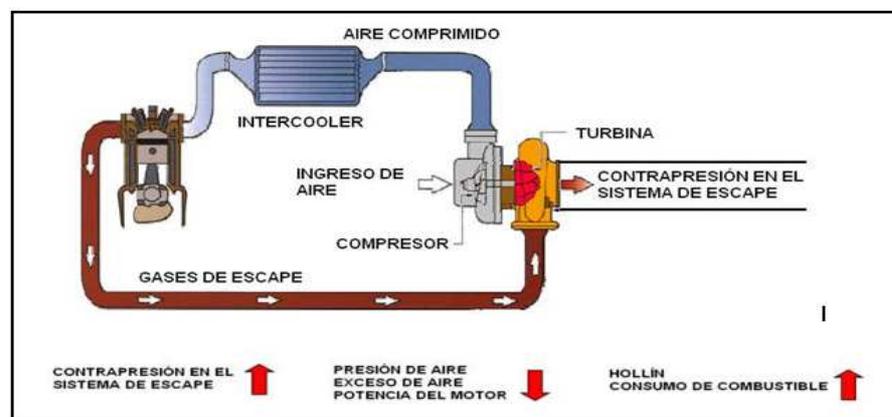
Los motores sobrealimentados tienen mayores problemas en su funcionamiento que los motores naturalmente aspirados cuando se presenta un aumento de la contrapresión en el sistema de escape. En el turbocompresor se aprovechan los gradientes de temperatura y de presión entre la entrada y la salida de la turbina para producir energía cinética que hace girar al eje que une a la turbina y al compresor, este último eleva la presión del aire que es enviado hacia la admisión del motor (figura 1.13).

Mientras mayor sea la contrapresión en los elementos del sistema de escape,

<sup>21</sup> <http://www.mecanicavirtual.org>

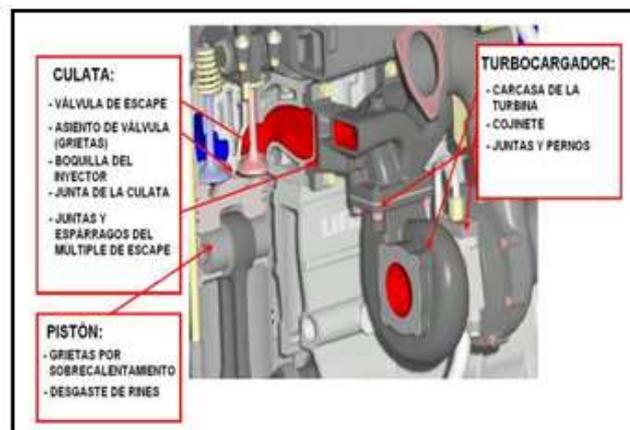
menores serán los gradientes de presión y de temperatura entre la entrada y la salida de la turbina por lo que se tendrá menor energía disponible para impulsar al compresor y por ende menor cantidad de aire será enviada al motor por unidad de tiempo.

Una disminución del exceso de aire disponible para la combustión provocará una disminución en la potencia del motor, aumento en la producción de hollín e incremento en el consumo de combustible.



**Figura 1.13** Influencia de la contrapresión en la sobrealimentación<sup>22</sup>.

### 1.6.1.2.3. Influencia de la contrapresión en la temperatura de los componentes



**Figura 1.14** Componentes del motor afectados por el incremento de contrapresión.<sup>23</sup>

El aumento de contrapresión produce un incremento de temperatura en los

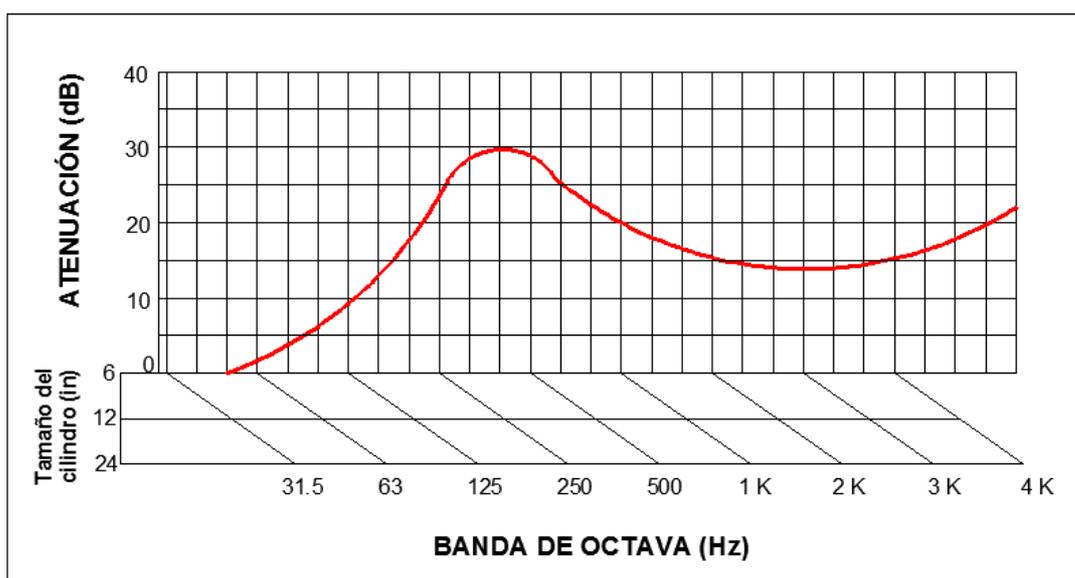
<sup>22</sup> <http://www.mecanicavirtual.org>

gases de escape que afectará a componentes del motor reduciendo su vida útil, en la figura 1.14 se pueden apreciar los elementos afectados:

### 1.6.2. SILENCIADORES.

La selección del silenciador está determinada por el tipo de motor, el uso final del motor y el nivel de atenuación necesario.

Los ductos de escape de los motores ALCO en las estaciones del SOTE sector Oriente cuentan con silenciadores MAXIM SILENCERS modelo M21 con entrada lateral; la atenuación de sonido es de 17 a 20 dBA , estos modelos son óptimos para zonas industriales donde el ruido generado es relativamente alto y la necesidad de silenciamiento es mínima.



**Figura 1.15** Atenuación del sonido según el diámetro de silenciador seleccionado<sup>23</sup>

En la figura 1.15, el eje de las abscisas representa la Banda de Octava que es la gama de frecuencia auditiva, se representa con su frecuencia de centro.

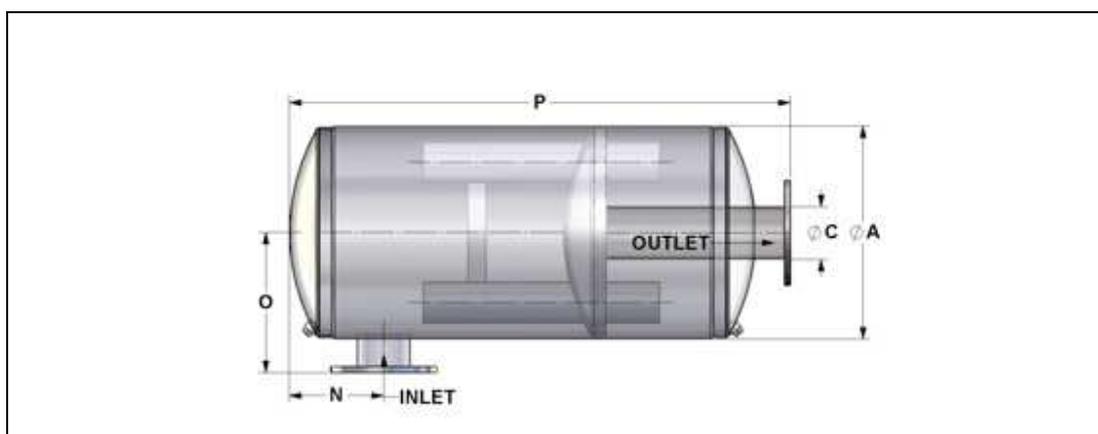
La atenuación auditiva está dada por el número de decibelios.

<sup>23</sup> MAXIM SILENCERS, Riley – Beard, Manual for Petroecuador, Model M21

El Tamaño del cilindro de escape depende del motor, así, para las estaciones de Lago de Agrio y Lumbaqui el diámetro de tubería de entrada y salida del gas es de 18"; El Salado 16", para Baeza y Papallacta 22".

En la tabla 1.6 se muestra las dimensiones del silenciador según el diámetro.

**Tabla 1.6** Especificaciones de los Silenciadores M21 para el sector oriente del SOTE<sup>24</sup>



Modelo	Estación en la que opera	A [in]	C [in]	N [in]	O [in]	P [in]	Peso (lbs)
16 – M21	El Salado	40	16	17	23 ½	84 ½	1090
18 – M21	Lago Agrio; Lumbaqui	45	18	19	26 ½	97	1430
22 – M21	Baeza; Papallacta	54	22	22	31	113 ¼	2210

<sup>24</sup> MAXIM SILENCERS, Riley – Beard, Manual for Petroecuador, Model M21

## **CAPÍTULO II**

### **CONSIDERACIONES DEL FLUIDO EN LOS DUCTOS DE ESCAPE DE LOS MOTORES ALCO. MONITOREO AMBIENTAL DEL SOTE.**

#### **2.1. CONSIDERACIONES DE FLUJO EN LOS DUCTOS DE ESCAPE.**

##### **2.1.1. INTRODUCCIÓN**

En este capítulo se desarrollarán los fundamentos teóricos necesarios para el análisis de los ductos de escape de los motores ALCO en las cinco estaciones de bombeo del SOTE. Se revisarán los conceptos básicos que permiten definir las propiedades y características de un fluido, para realizar el estudio del flujo de fluidos en tuberías, codos, y accesorios.

Se indica los métodos de medición y los equipos utilizados en el monitoreo de emisiones de fuentes fijas de combustión y se muestran los resultados del monitoreo ambiental del SOTE necesarios para el cálculo de la contrapresión en el sistema de escape.

##### **2.1.2. CONDICIONES DE FLUJO EN LOS DUCTOS DE ESCAPE**

Un fluido es una sustancia que, debido a su cohesión molecular se deforma continuamente ante la aplicación de una sollicitación o tensión tangencial sin importar la magnitud de esta<sup>25</sup> (existen dos clases de fluidos, líquidos y gases). Todos los fluidos pueden comprimirse en cierto grado, los líquidos son poco compresibles mientras que los gases son muy compresibles; pero ningún cuerpo es estrictamente incompresible.

---

<sup>25</sup> MATAIX, Claudio; Mecánica de fluidos y máquinas hidráulicas; Ed. Harper & Row Latinoamericana; México; 1982.

En conductos cerrados, líquidos y gases tienen un comportamiento análogo. Las tuberías de sección circular son las más frecuentes, para transportar fluidos de un punto a otro, ya que esta forma ofrece no sólo mayor resistencia estructural sino también mayor sección transversal para el mismo perímetro exterior que cualquier otra forma.

### 2.1.3. NÚMERO DE MACH

El número de Mach es un valor adimensional que viene dado por el coeficiente entre la velocidad del flujo y la velocidad del sonido. La ecuación se expresa como:<sup>26</sup>

$$Ma = \frac{v}{c} \quad [2 - 1]$$

Donde:

$Ma$  = Número de Mach

$v$  = Velocidad del flujo [m/s]

$c$  = Velocidad del sonido en el medio [m/s]

Este valor permite realizar una clasificación del flujo de la siguiente manera:

**Tabla 2.1** Numero de Mach<sup>27</sup>

➤ Flujo incompresible	$Ma \leq 0,3$
➤ Flujo subsónico	$0,3 < Ma \leq 0,8$
➤ Flujo transónico	$0,8 < Ma \leq 1,2$
➤ Flujo supersónico	$1,2 < Ma \leq 0,3$
➤ Flujo hipersónico	$Ma > 0,3$

Cuando  $Ma \leq 0,3$ , las variaciones de densidad son relativamente pequeñas (menores al 5%) por lo que el fluido puede considerarse como incompresible.

<sup>26</sup> MATAIX, CLAUDIO, Mecánica de fluidos y máquinas hidráulicas, Ed. Harper & Row Latinoamericana, México, 1982, pg 176-177

<sup>27</sup> MOTT L. ROBERT, Mecánica de fluidos, México, 2006, pg 558

### 2.1.4. FLUJO LAMINAR Y FLUJO TURBULENTO

Para calcular la cantidad de energía debido a la fricción en un sistema, es necesario conocer la naturaleza del flujo. Un flujo lento y uniforme se conoce como flujo laminar, conforme aumenta la velocidad el flujo se dispersa hasta que adquiere un movimiento de torbellino en el que se forman corrientes cruzadas y remolinos; a este régimen se le conoce como flujo turbulento.<sup>28</sup> El paso de régimen laminar a turbulento no es inmediato, sino que existe un comportamiento intermedio indefinido que se conoce como zona de transición.

Cuando se trata flujos internos es necesario conocer la región de entrada que depende si el flujo es laminar o turbulento. El número de Reynolds para el flujo en un tubo circular se define como<sup>29</sup>:

$$Re = \frac{\rho v D}{\mu} \quad [2- 2]$$

Donde:

$Re$  = Número de Reynolds

$v$  = Velocidad promedio del fluido [m/s]

$\rho$  = Densidad del fluido [kg/m<sup>3</sup>]

$D$  = Diámetro del ducto [m]

$\mu$  = Viscosidad del fluido [kg/ (m s)]

Se considera flujo laminar para  $Re < 2300$ , turbulento para  $Re > 10000$  y en valores intermedios de transición, es decir:

**Tabla 2. 2** Valores para Número de Reynolds<sup>30</sup>

Flujo Laminar	$Re < 2300$
Flujo de transición	$2300 \leq Re \leq 10000$
Flujo Turbulento	$Re > 10000$

<sup>28</sup>MATAIX, CLAUDIO, Mecánica de fluidos y máquinas hidráulicas, Ed. Harper & Row Latinoamericana, México, 1982, pg 190

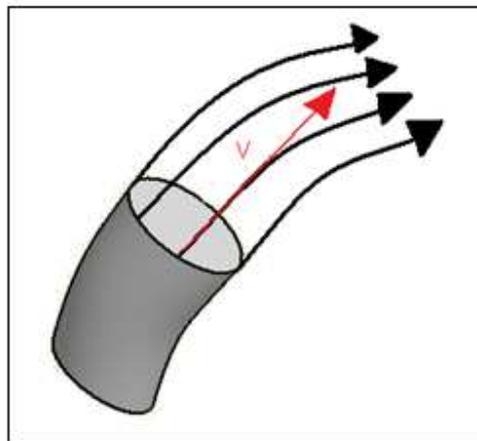
<sup>29</sup> MOTT L. ROBERT, Mecánica de fluidos, México, 2006, sexta edición, pg 230

<sup>30</sup> INCROPERA F., DeWITT D., Fundamentos de transferencia de calor, México, 1999, cuarta edición, pg 420-421

## 2.1.5. PRINCIPIO DE BERNOULLI.

### 2.1.5.1. Ecuación de continuidad.

La trayectoria seguida por una partícula de fluido estacionario se conoce como línea de corriente, la velocidad es siempre tangente a la línea de corriente en cualquier punto. Por lo tanto las líneas de corriente no se pueden cruzar, en el punto de cruce, la partícula de fluido podría irse por cualquiera de las líneas y el flujo no sería estacionario. Un conjunto de líneas de corriente (Figura 2.1) forma un tubo de corriente o de flujo, las partículas de fluido se pueden mover sólo a lo largo del tubo, ya que las líneas de corriente no se cruzan.



**Figura 2. 1** Conjunto de líneas de corriente.<sup>31</sup>

Se considera un fluido que se mueve a lo largo de un tubo de corriente, cuya sección transversal aumenta en dirección del flujo (figura 2.2). En un intervalo  $\Delta t$  en la sección más angosta del tubo de área  $A_1$ , el fluido se mueve una distancia

$$\Delta X_1 = v_1 * \Delta t$$

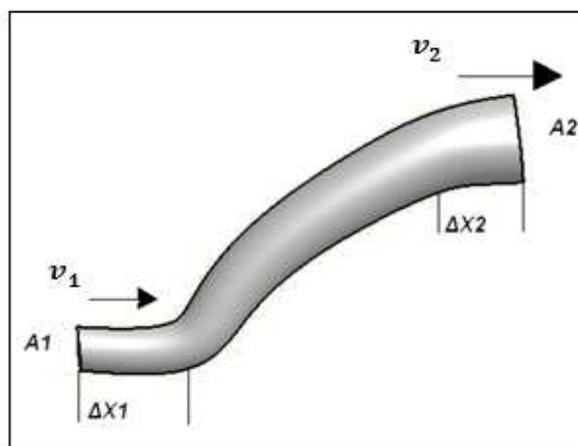
La masa contenida en el volumen:

<sup>31</sup> Elaboración propia

$$A_1 * \Delta X_1 \quad \text{es} \quad \Delta m_1 = \rho_1 * A_1 * \Delta X_1$$

La masa se conserva en el flujo estacionario. La masa que cruza por  $A_1$  es igual a la masa que pasa por  $A_2$  en el intervalo  $\Delta t$ .

De manera similar, en la sección ancha del tubo de área  $A_2$ , se obtienen:



**Figura 2. 2** Fluido a lo largo de un tubo de corriente<sup>32</sup>

$$\Delta m_2 = \rho_2 * A_2 * \Delta X_2$$

$$\Delta m_1 = \Delta m_2 \Rightarrow \rho_1 * A_1 * \Delta X_1 = \rho_2 * A_2 * \Delta X_2$$

$$\rho_1 A_1 v_1 = \rho_2 A_2 v_2 \quad \text{[2- 3]}$$

Esta es la ecuación de continuidad<sup>33</sup> y representa la conservación de la masa: significa que la masa no puede ser creada ni destruida, sólo se puede transformar, similar a la conservación de la energía.

Para un fluido incompresible, densidad constante, la ecuación de continuidad se reduce a:

$$A_1 v_1 = A_2 v_2 = cte \quad \text{[2- 4]}$$

<sup>32</sup> Elaboración propia

<sup>33</sup> MOTT L. ROBERT, Mecánica de fluidos, México, 2006, sexta edición, pg 198 – 199

Esto es, el producto del área por la rapidez normal a la superficie en todos los puntos a lo largo del tubo de corriente es constante. La rapidez es mayor donde el tubo es más angosto y como la masa se conserva, la misma cantidad de fluido que entra por un lado del tubo es la que sale por el otro lado, en el mismo intervalo de tiempo. La cantidad  $Av$ , en el SI tiene unidades de  $\text{m}^3/\text{s}$ , se llama flujo de volumen o caudal.

$$Q = Av. \quad [2- 5]$$

Donde:

$Q$  = Flujo de volumen o caudal [ $\text{m}^3/\text{s}$ ]

$A$  = Área [ $\text{m}^2$ ]

$v$  = Velocidad promedio del fluido [ $\text{m/s}$ ]

### 2.1.5.2. Ecuación de Bernoulli.

Cuando un fluido se mueve por una región en que su rapidez o su altura se modifican la presión también cambia.

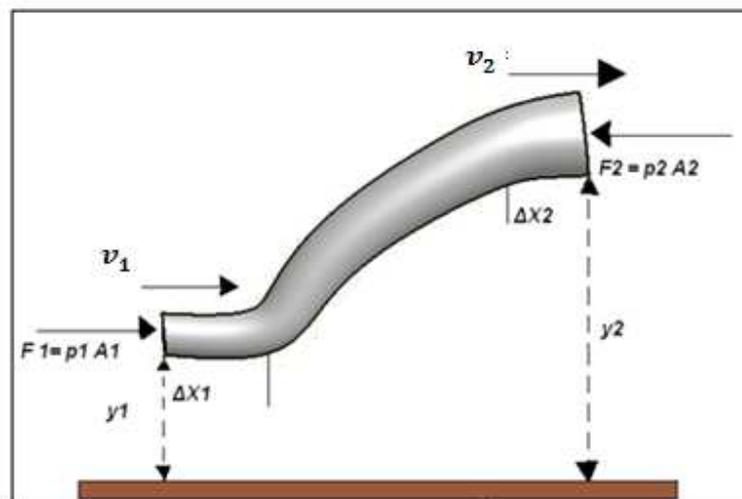


Figura 2. 3 Cambio de presión de un fluido.<sup>34</sup>

La fuerza de la presión  $p_1$  es

$$F_1 = p_1 A_1$$

<sup>34</sup> Elaboración propia

El trabajo realizado por esta fuerza sobre el fluido es:

$$W_1 = F_1 \Delta X_1 = p_1 A_1 \Delta X_1 = p_1 \Delta v$$

Donde  $\Delta v$  es el volumen de fluido considerado.

De manera equivalente, si se considera un mismo intervalo de tiempo, el volumen  $\Delta v$  de fluido que cruza la sección superior de área  $A_2$  es el mismo, entonces el trabajo es:

$$W_2 = F_2 \Delta X_2 = -p_2 A_2 \Delta X_2 = -p_2 \Delta v$$

El trabajo neto realizado por las fuerzas en el intervalo de tiempo  $\Delta t$  es:

$$W = W_1 + W_2 = (p_1 - p_2) \Delta v$$

Parte de este trabajo se usa en cambiar tanto la energía cinética como la energía potencial gravitacional del fluido. Si  $\Delta m$  es la masa que pasa por el tubo de corriente en el tiempo  $\Delta t$ , entonces la variación de energía cinética es:

$$\Delta E_c = \frac{1}{2} \Delta m v_2^2 - \frac{1}{2} \Delta m v_1^2$$

y la variación de energía potencial gravitacional es:

$$\Delta E_g = \Delta m g y_2 - \Delta m g y_1$$

Por el teorema del trabajo y energía se tiene:

$$W = \Delta E_c + \Delta E_g$$

$$(p_1 - p_2) \Delta v = \frac{1}{2} \Delta m v_2^2 - \frac{1}{2} \Delta m v_1^2 + \Delta m g y_2 - \Delta m g y_1$$

Dividiendo por  $\Delta v$  y como  $\rho = \frac{\Delta m}{\Delta v}$ , se obtiene la ecuación de Bernoulli para un fluido no viscoso, incompresible, estacionario e irrotacional.

$$p_1 - p_2 = \frac{1}{2} \rho v_2^2 - \frac{1}{2} \rho v_1^2 + \rho g y_2 - \rho g y_1$$

La ecuación de Bernoulli, que es un resultado de la conservación de la energía aplicada a un flujo ideal, se expresa como:<sup>35</sup>

$$p_1 + \frac{1}{2} \rho v_1^2 + \rho g y_1 = p_2 + \frac{1}{2} \rho v_2^2 + \rho g y_2$$

Dividiendo por  $\rho g$

$$\frac{p_1}{\rho g} + \frac{1}{2g} v_1^2 + y_1 = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{1}{2g} v_2^2 + y_2 \quad [2- 6]$$

Donde:

$p_1$  = Presión en el punto 1

$\rho$  = Densidad del fluido

$g$  = gravedad

$v_1$  = Velocidad del fluido en el punto 1

$y_1$  = Altura del punto 1 con respecto al nivel de referencia

$p_2$  = Presión en el punto 2

$v_2$  = Velocidad del fluido en el punto 2

$y_2$  = Altura del punto 2 con respecto al nivel de referencia

### 2.1.5.3. Limitaciones a la ecuación de Bernoulli

Existen algunas restricciones a la ecuación de Bernoulli que deben considerarse al momento de su aplicación.

- No puede haber transferencia de calor hacia dentro o fuera del fluido.
- No puede haber pérdidas de energía por fricción.
- No se puede agregar o quitar energía por dispositivos mecánicos.

### 2.1.6. FLUJO DE FLUIDOS EN TUBERÍA

#### 2.1.6.1. Ecuación general de la energía

Cuando un fluido fluye por una tubería, u otro dispositivo, tiene lugar a pérdidas de energía debido a factores tales como:

<sup>35</sup> MOTT L. ROBERT, Mecánica de fluidos, México, 2006, sexta edición, pg 198 – 200

- La fricción interna en el fluido debido a la viscosidad.
- La presencia de accesorios.

La fricción en el fluido en movimiento es un componente importante de la pérdida de energía en un conducto. Es proporcional a la energía cinética del flujo y a la relación longitud-diámetro del conducto.

En la mayor parte de los sistemas de flujo, la pérdida de energía primaria se debe a la fricción de conducto. Los demás tipos de pérdidas son por lo general comparativamente pequeñas, por ellos estas pérdidas suelen ser consideradas como pérdidas menores. Estas ocurren cuando hay dispositivos que interfieren el flujo como: válvulas, reductores, codos, etc.

Las pérdidas y adiciones de energía se pueden presentar en las siguientes formas:<sup>36</sup>

$$\frac{p_1}{\rho g} + \frac{1}{2g} v_1^2 + y_1 - \sum h_{R1-2} + \sum h_A - \sum h_L = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{1}{2g} v_2^2 + y_2 \quad [2- 7]$$

Donde:

$h_A$  = Adiciones de energía por dispositivos mecánicos [m]

$h_R$  = Pérdidas de energía por dispositivos mecánicos [m]

$h_L$  = Pérdidas de energía por fricción o por la presencia de válvulas, conectores y rugosidad de tubería. [m]

## 2.2. PÉRDIDAS DE PRESIÓN EN TUBERÍAS

### 2.2.1. PÉRDIDAS DE ENERGÍA ( $h_L$ )<sup>37</sup>

Las pérdidas totales de la energía  $h_L$  esta dada por:

$$h_L = \Sigma \text{pérdidas por fricción}(h_f) + \Sigma \text{pérdidas por accesorios}(h_s) \quad [2- 8]$$

<sup>36</sup> MATAIX, CLAUDIO, Mecánica de fluidos y máquinas hidráulicas, Ed. Harper & Row Latinoamericana, México, 1982, pg 204 - 205

<sup>37</sup> MATAIX, CLAUDIO, Mecánica de fluidos y máquinas hidráulicas, Ed. Harper & Row Latinoamericana, México, 1982, pg 205

Las pérdidas por fricción se dan por el contacto del fluido con las paredes de las tuberías y conductos que por lo general son rugosos.

Las pérdidas de energía por accesorios se dan por cambios de dirección y velocidad del fluido en válvulas, codos, aberturas graduales y súbitas entre otros.

### 2.2.1.1. Pérdidas de energía debido a la fricción ( $h_f$ )<sup>38</sup>

Es dada por la ecuación de Darcy - Weisbach (utilizada para flujo laminar y turbulento).

$$h_f = f \frac{L}{D} \frac{v^2}{2g} \quad [2-9]$$

Donde:

$L$  = Longitud de la tubería [m]

$D$  = Diámetro nominal del conducto [m]

$v$  = Velocidad de flujo [m<sup>2</sup>/s]

$f$  = Coeficiente de fricción [adimensional]

#### 2.2.1.1.1. Rugosidad de la pared interna de un tubo.

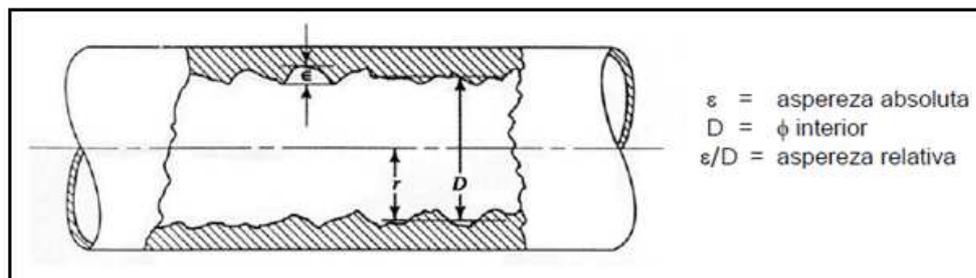
La rugosidad es una característica propia de cada tubería; hay dos tipos de rugosidades:

- ABSOLUTA ( $\epsilon$ ): Es la altura media de las asperezas interiores de la tubería.

- RELATIVA ( $\epsilon / D$ ): Es la relación entre la rugosidad absoluta y el diámetro interno de la tubería.

---

<sup>38</sup> MATAIX, CLAUDIO, Mecánica de fluidos y máquinas hidráulicas, Ed. Harper & Row Latinoamericana, México, 1982, pg 206 - 207



**Figura 2.4** Rugosidad de la pared interna de un tubo.<sup>39</sup>

En la tabla 2.3 se muestran algunos valores de rugosidad absoluta para distintos materiales:

**Tabla 2.3** Valores de rugosidad absoluta para distintos materiales<sup>40</sup>

RUGOSIDAD ABSOLUTA DE MATERIALES	
Material	$\epsilon$ (mm)
Plástico (PE,PVC)	0,0015
Poliéster reforzado con fibra de vidrio	0,01
Tubos estirados de acero	0,0024
Tubos de latón o cobre	0,0015
Fundición revestida de cemento	0,0024
Fundición con revestimiento bituminoso	0,0024
Fundición centrifugada	0,003
Fundición asfaltada	0,06 – 0,18
Fundición	0,12 -0,60
Acero comercial y soldado	0,03 – 0,09
Hierro forjado	0,03 – 0,09
Hierro galvanizado	0,06 – 0,24
Madera	0,18 – 0,90
Hormigón	0,3 – 3

#### 2.2.1.1.2. Coeficiente de fricción " $f$ "<sup>41</sup>

El coeficiente de fricción  $f$  depende de la velocidad media del fluido, del diámetro de la tubería de la densidad del fluido, de la viscosidad y de la rugosidad de la tubería.

Si el número de Reynolds  $Re$  es muy pequeño (régimen laminar), entonces es

<sup>39</sup> MOTT L. ROBERT, Mecánica de fluidos, México, 2006, sexta edición, pg 235

<sup>40</sup> MOTT L. ROBERT, Mecánica de fluidos, México, 2006, sexta edición, pg 236

<sup>41</sup> MATAIX, CLAUDIO, Mecánica de fluidos y máquinas hidráulicas, Ed. Harper & Row Latinoamericana, México, 1982, pg 212 – 213 – 214 – 215

función solo de este número. Cuando  $Re$  es muy grande (régimen turbulento), es función de  $\varepsilon/D$ .

Para flujo laminar (fórmula de Poiseuille):

$$f = \frac{64}{Re} \quad [2- 10]$$

Donde:

$f$  = Coeficiente de fricción

$Re$  = Número de Reynolds

Para flujo turbulento y tuberías lisas (fórmula de Blasius) para:  $2000 < Re < 100000$

$$f = \frac{0,316}{Re^{1/4}} \quad [2- 11]$$

Para flujo turbulento y tuberías lisas (primera fórmula de Kármán – Prandtl) para  $Re > 100000$

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = 2 \log_{10}(Re\sqrt{f}) - 0,8 \quad [2- 12]$$

Para tuberías comerciales o de rugosidad natural (fórmula de Colebrook – White):

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log_{10} \left( \frac{\varepsilon/D}{3,7} + \frac{2,51}{Re\sqrt{f}} \right) \quad [2- 13]$$

Donde:

$D$  = Diámetro de la tubería [mm]

$\varepsilon$  = Rugosidad relativa [mm]

La siguiente ecuación<sup>42</sup> permite el cálculo directo del valor del factor de fricción para flujo turbulento, desarrollado por P.K. Swamee y A.K. Jain, produce valores para  $f$  que se encuentren entre  $\pm 1.0$  %, dentro del intervalo de rugosidad relativa,  $D/\varepsilon$ , comprendido entre 1000 y  $1 \times 10^6$ , y para números de Reynolds que van de  $5 \times 10^3$  hasta  $1 \times 10^8$ .

<sup>42</sup> MOTT L. ROBERT, Mecánica de fluidos, México, 2006, sexta edición, pg 242 – 243

$$f = \frac{0,25}{\left[ \log \left( \frac{1}{3,7 \frac{D}{\epsilon}} + \frac{5,74}{Re^{0,9}} \right) \right]^2} \quad [2- 14]$$

Existen diagramas para calcular "  $f$  ", en función del diámetro interno y actuando la rugosidad absoluta ( $\epsilon$ ) como parámetro diferenciador de las curvas teniendo en cuenta el material de la tubería, estas curvas se pueden apreciar en el ANEXO B

### 2.2.1.2. Pérdidas de energía por accesorios ( $h_s$ )<sup>43</sup>

$$h_s = k \frac{v^2}{2g} \quad [2- 15]$$

Donde:

$h_s$  = Pérdida de carga secundaria o de accesorios, [m].

$k$  = Coeficiente adimensional de pérdida de carga secundaria de cada accesorio.

$v$  = Velocidad media en la tubería, si se trata de codos, válvulas, etc., [m/s].

Son las pérdidas que se producen en transiciones de la tubería (estrechamiento o expansión), codos, válvulas, y en toda clase de accesorios de tubería. Estos elementos producen una perturbación de la corriente que origina remolinos y desprendimientos, que intensifican las pérdidas.

### 2.2.2. PÉRDIDAS DE ENERGÍA A TRAVÉS DEL SILENCIADOR.

Cuando aire o gas se mueve a través de una tubería, una cierta presión es necesaria para comenzar y mantener el flujo. La energía requerida es proporcional a la presión total. La presión total consiste de dos componentes presión estática y presión dinámica.

---

<sup>43</sup> MATAIX, CLAUDIO, Mecánica de fluidos y máquinas hidráulicas, Ed. Harper & Row Latinoamericana, México, 1982, pg 236 – 237

La presión dinámica es la presión requerida para mover el aire a través de la tubería y representa la energía cinética en el fluido. Si la tubería se cierra y no hay flujo, la presión estática es la única presente.

$$\textit{Presión total} = \textit{presión estática} + \textit{presión dinámica}$$

Se define como presión dinámica la cantidad definida por:<sup>44</sup>

$$H_v = \frac{1}{2} \rho V_s^2 \quad [2-16]$$

Donde:

$H_v$  = Presión dinámica [Pa]

$\rho$  = Densidad del gas [kg/m<sup>3</sup>]

$V_s$  = Velocidad del gas en el silenciador [m/s]

La presión estática, la presión dinámica y la presión total se interrelacionan. Cuando la velocidad decrece, como sucede cuando el área transversal se incrementa en un ducto, una porción de la presión dinámica se convierte en presión estática. A la inversa cuando la velocidad se incrementa, la presión estática se convierte parcialmente en presión dinámica. Estas conversiones están siempre acompañadas por una cierta cantidad de energía perdida debido a la turbulencia, ondas de choque y similares, dependen del cambio en área y forma. Esta pérdida es la contrapresión.

La contrapresión en el silenciador  $\Delta P$  es principalmente una función del diseño del silenciador, velocidad y densidad del gas, pero suele ser representada por una constante multiplicada por la presión dinámica.<sup>45</sup>

$$\Delta P = C H_v \quad [2-17]$$

Donde:

$\Delta P$  = Contrapresión en el silenciador

$C$  = Coeficiente de pérdida

<sup>44</sup> CUMMINS JIM R., GOLDEN BILL G., Silencer Application Handbook, Maxim silencers, 1993 edition, pg 63

<sup>45</sup> CUMMINS JIM R., GOLDEN BILL G., Silencer Application Handbook, Maxim silencers, 1993 edition, pg 64

Ajustando la ecuación [2 – 16] en *in H<sub>2</sub>O* tenemos:

$$H_v = \rho \left( \frac{V_s}{1097} \right)^2 \quad [2-18]$$

Para condiciones de aire estándar (14,7 psia y 70°F) se tiene una densidad de  $0,075 \frac{lb}{ft^3}$ , entonces tenemos:

$$H_v = \left( \frac{V_s}{4005} \right)^2 \quad [2-19]$$

La contrapresión  $\Delta P$  en el silenciador será:

$$\Delta P = C \left( \frac{V_s}{4005} \right)^2 \quad [2-20]$$

La ecuación más ampliamente utilizada para el cálculo de caída de la presión y que puede ser usada para diferentes condiciones de presión atmosférica es la siguiente:<sup>46</sup>

$$\Delta P = C \left( \frac{V_s}{4005} \right)^2 \left( \frac{P_a}{P_s} \right) \quad [2-21]$$

Donde:

$\Delta P$  = Contrapresión en el silenciador [*in H<sub>2</sub>O*]

$V_s$  = Velocidad del gas de escape en el silenciador [*ft/min*]

$C$  = Coeficiente de restricción del silenciador

$P_a$  = Presión absoluta de descarga [*psia*]

$P_s$  = Presión estándar [14,7 *psia*]

La presión de descarga se calcula de la siguiente manera:

$$P_a = P_{est} + P_{barométrica} \quad [2-22]$$

Donde:

$P_{est}$  = Presión estática [*psia*]

$P_{barométrica}$  = Presión barométrica [*psia*]

---

<sup>46</sup> CUMMINS JIM R., GOLDEN BILL G., Silencer Application Handbook, Maxim silencers, 1993 edition, pg 66

### 2.2.2.1. Velocidad del gas de escape en el silenciador

La velocidad del gas de escape en el silenciador  $V_s$  se lo calcula de la siguiente manera:<sup>47</sup>

$$V_s = \frac{Q_0}{C_r A} \quad [2-23]$$

Donde:

$Q_0$  = Caudal volumétrico [ft<sup>3</sup>/min]

$C_r$  = Factor de corrección de la velocidad [Fig.2.7] que corresponde a la temperatura del gas de escape

$A$  = Área del silenciador (Tabla 2.4) [m<sup>2</sup>].

El factor de corrección de la velocidad  $C_r$  (figura 2.7), depende de la temperatura del gas de escape:

$$C_r = \left( \frac{T_0 + 460}{530} \right)^{1/2} \quad [2-24]$$

Donde:

$T_0$  = Temperatura del gas de escape [<sup>o</sup>F]

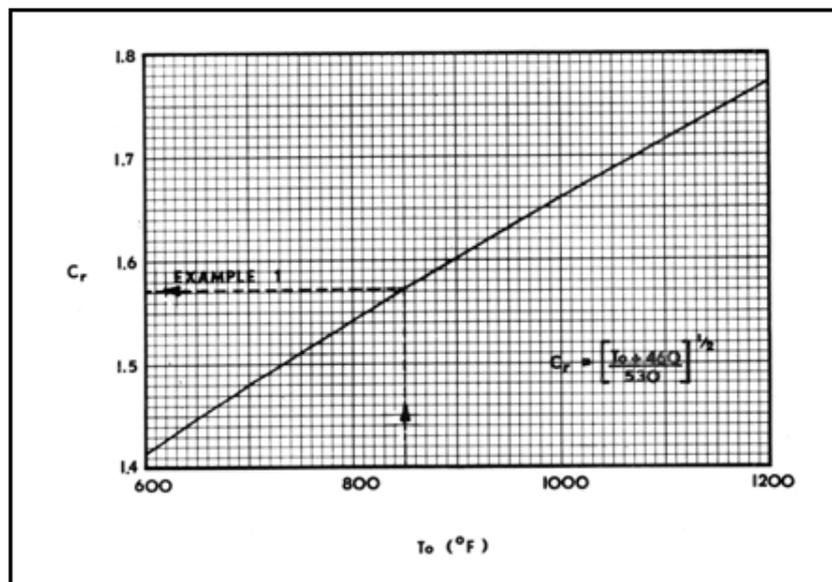


Figura 2.5 Factor de corrección de velocidad<sup>48</sup>

<sup>47</sup> MAXIM SILENCERS, Riley – Beard, Manual for Petroecuador, Model M21

<sup>48</sup> MAXIM SILENCERS, Riley – Beard, Manual for Petroecuador, Model M21

El área del silenciador (tabla 2.4), depende del modelo seleccionado, se tiene para las diferentes estaciones los siguientes datos:

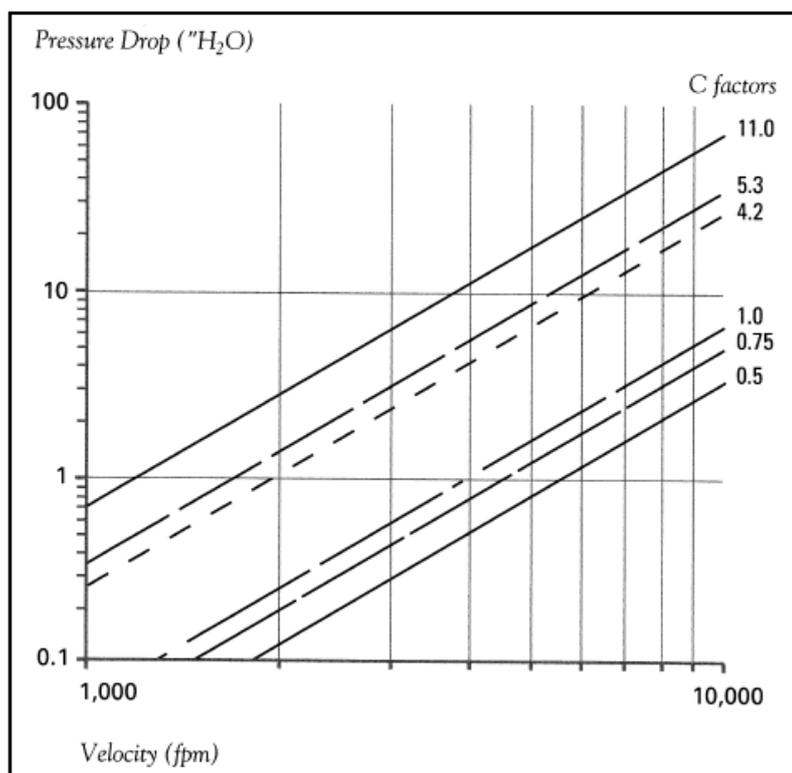
**Tabla 2.4** Área del silenciador<sup>49</sup>

Modelo de silenciador	Estación en la que opera	Dimensiones	
		ÁREA (ft <sup>2</sup> )	SIZE (in)
16M21	El Salado	1.39	16
18M21	Lago Agrio y Lumbaqui	1.77	18
22M21	Baeza y Papallacta	2.64	22

### 2.2.2.2. Coeficiente de restricción del silenciador

El Coeficiente de restricción del silenciador "C" (figura 2.8), se determina en el laboratorio o en pruebas de campo y dentro de una misma serie de silenciadores y no varían con el tamaño de la unidad.

Para los modelos 16M21, 18M21, 22M21, el coeficiente de pérdida "C" es 4,2 (ANEXO C)



**Figura 2.6** Contrapresión en el silenciador para varios coeficientes "C"<sup>50</sup>

<sup>49</sup> MAXIM SILENCERS, Riley – Beard, Manual for Petroecuador, Model M21

La figura 2.7 indica la secuencia de pasos a realizar para el cálculo de caída de presión en los sistemas de escape de los motores ALCO de bombeo del SOTE.

La contrapresión producida por el nuevo redimensionamiento en la tubería de escape en los motores ALCO se calculará en el capítulo III, mientras que para cuantificar las pérdidas en el motor se simulará en el capítulo IV.

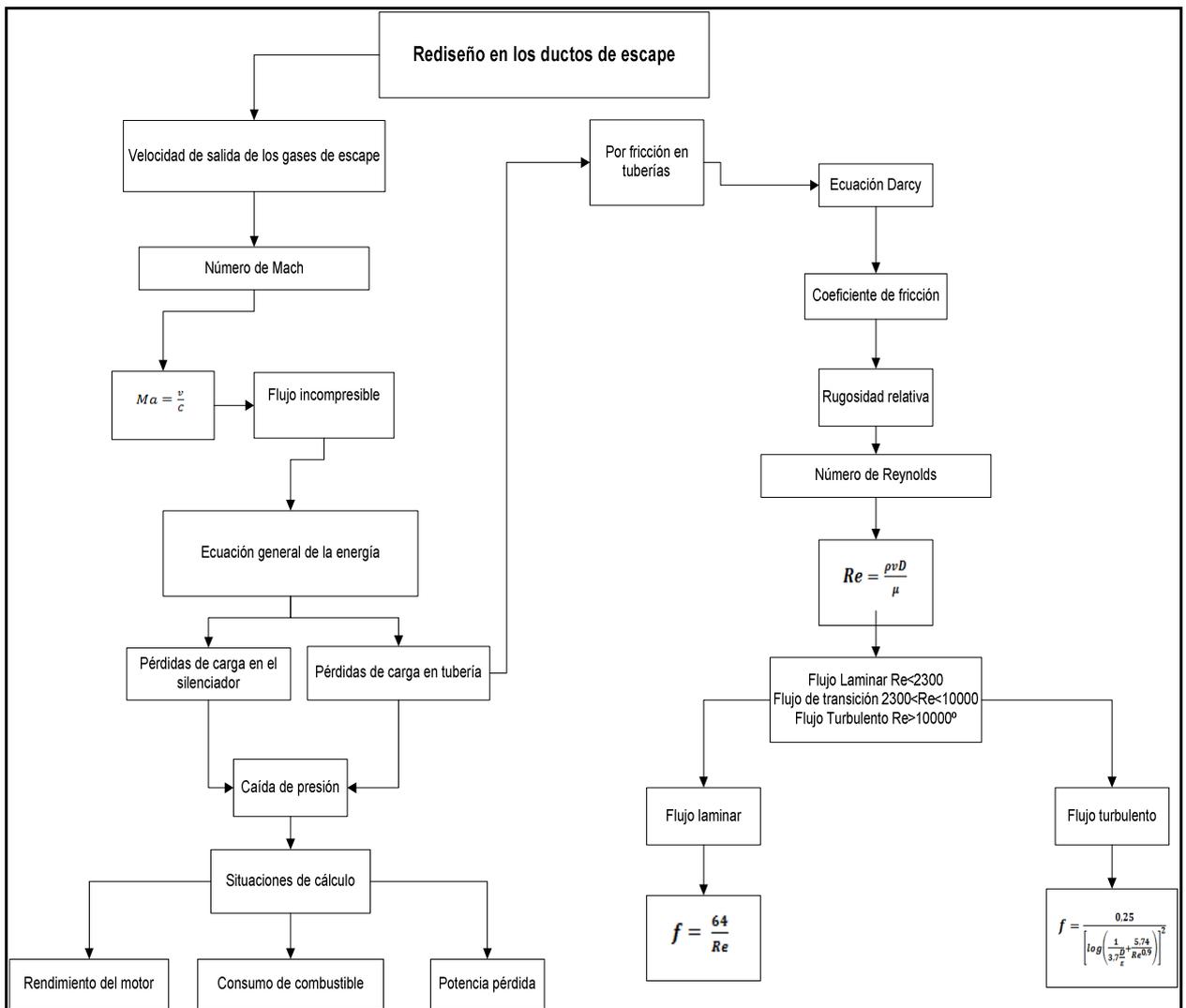


Figura 2.7 Diagrama de flujo en el cálculo de la contrapresión en el sistema de escape<sup>51</sup>

<sup>50</sup> CUMMINS JIM R., GOLDEN BILL G., Silencer Application Handbook, Maxim silencers, 1993 edition, pg 67

<sup>51</sup> Elaboración propia

### 2.3. CONSIDERACIONES PARA EL CÁLCULO DE CONTRAPRESIÓN EN LOS DUCTOS DE ESCAPE

El diseño del sistema de escape debe ser a una temperatura máxima de 900 °F, la contrapresión máxima en el escape incluyendo los componentes del sistema y las tuberías, debe ser de 15" H<sub>2</sub>O<sup>52</sup> (ANEXO D), es recomendable que el diseño del sistema sea menor al valor señalado para permitir factores imprevistos como una sobrecarga en el motor, rugosidad de la tubería, etc y para mantener velocidades de escape por debajo de los 10000 pies por minuto ( alrededor de 51 m/s), para evitar silbidos y deterioros en la tubería.

La tubería de escape puede ser soldado en espiral o soldadura a tope, el espesor de la pared debe ser de al menos cédula 10 (0, 25 "), se recomienda espesor de 0,375" para una mayor rigidez estructural y para reducir el ruido.

El tamaño del tubo se debe establecer de acuerdo al descenso global de la presión, teniendo en cuenta la baja de presión en el silenciador y caída de presión a la salida más la longitud de la tubería según lo requerido por el sistema. La tabla 2.5 muestra los datos aproximados de caída de presión para ayudar en la selección del tamaño de la tubería.

**Tabla 2.5** Caída de presión en los motores ALCO para diferente RPM.<sup>53</sup>

Numero de cilindros	720 RPM			750 RPM		
	Flujo de gas de escape	Diámetro de la tubería	Caída de presión por cada 100 pies de longitud equivalente	Flujo de gas de escape	Diámetro de la tubería	Caída de presión por cada 100 pies de longitud equivalente
	Lb/Hr - °F	(in)		Lb/Hr - °F	(in)	in H <sub>2</sub> O
12	24030 – 900°	16	2.53	24934 – 900°	18	1.64
		18	1.48		20	0.97
16	32041 – 900°	18	2.53	33246 – 900°	20	1.64
		20	1.56		22	1.01
18	38947 – 900°	20	2.26	40303 – 900°	20	2.34
		22	1.45		22	1.48

<sup>52</sup>FAIRBANKS MORSE ALCO ENGINES, Exhaust equipment FM/ALCO Stationary Engines, 1995

<sup>53</sup> INFORME TÉCNICO DE MONITOREO AMBIENTAL INTERNO, Preparado ABRUS, Ingeniería y Medio Ambiente, 2010

**Tabla 2.5** Caída de presión en los motores ALCO para diferente RPM.(Continuación)

Numero de cilindros	900 RPM			1000 RPM		
	Flujo de gas de escape	Diámetro de la tubería	Caída de presión por cada 100 pies de longitud equivalente	Flujo de gas de escape	Diámetro de la tubería	Caída de presión por cada 100 pies de longitud equivalente
	Lb/Hr - °F	(in)		Lb/Hr - °F	(in)	in H <sub>2</sub> O
12	30000 – 900°	18	2.34	33280 – 900°	20	2.34
		20	1.40		22	1.40
16	40000 – 900°	22	1,56	44375 – 900°	22	1,56
		24	0,97		24	0,97
18	48597 – 900°	24	1.44	53958 – 900°	24	1.44
		26	0.97		26	0.97

Numero de cilindros	1200 RPM		
	Flujo de gas de escape	Diámetro de la tubería	Caída de presión por cada 100 pies de longitud equivalente
	Lb/Hr - °F	(in)	in H <sub>2</sub> O
12	38369 – 900°	20	1.79
		22	1.24
16	51158 – 900°	24	1.56
		26	1.05
18	-----	---	---

Los valores de la tabla se basan en sobrecargas de hasta 10% por seguridad, con una velocidad de 10.000 pies por minuto, la temperatura ambiente de 70 °F y temperatura de escape a la salida de máximo 900 °F.

#### 2.4. PROBLEMÁTICA ACTUAL DE LAS EMISIONES DE GASES.

La contaminación atmosférica es uno de los problemas medioambientales que se extiende con mayor rapidez ya que las corrientes atmosféricas pueden transportar el aire contaminado a todos los rincones del planeta. La mayor parte de la contaminación atmosférica procede de las emisiones de fuentes móviles y fijas que queman combustibles con el fin de generar energía para uso industrial y doméstico. El anhídrido carbónico y otros gases nocivos que se liberan en la atmósfera

producen efectos perjudiciales sobre los patrones atmosféricos y afectan a la salud de las personas, animales y plantas.

Los motores Diesel tienen mucha menos responsabilidad en la contaminación ambiental de la que se les atribuye; aunque su contaminación se ve más por la típica emisión de humo negro formado por partículas microscópicas que no son tóxicas pero sí molestas. Además, estudios realizados demuestran que los niveles de emisión de dióxido de carbono en motor Diesel son claramente más bajos que un motor de gasolina de igual potencia.

Los motores ALCO son equipos considerados fuentes fijas de combustión en las operaciones hidrocarburíferas, deben ser operados de tal manera que se controlen y minimicen las emisiones, las cuales se deberán monitorear en función de las frecuencias, parámetros y valores máximos referenciales. Estos valores representan un marco referencial para la fijación de límites permisibles.

La periodicidad de los muestreos y análisis, en el caso de las instalaciones del SOTE que es el encargado de almacenar y transportar petróleo; se lo deberá realizar semestralmente.

Los puertos de muestreo se ubicarán en el punto de emisión, en este caso el lugar de la descarga sería en los ductos de escape de los motores ALCO.

Estos puertos de muestreo deben ser colocados basándose en el Texto Unificado de Ley Ambiental Secundario (TULAS), Libro VI Anexo 3, el cual emite la norma que regula y establece los puntos donde se deben colocar los mencionados puertos, indica que deben ser colocados a 8 diámetros de la última perturbación, dejando 2 diámetros hasta el extremo libre, en los motores ALCO que operan en las cinco estaciones de bombeo del SOTE por el momento no cumple con esta normativa; esto conlleva a un rediseño en los ductos de escape, para lo cual se debe tomar en cuenta que al extender el tubo vertical de escape de gases no sufra alguna modificación el motor ya sea en su rendimiento como en su potencia y demás factores de funcionamiento.

Establecer las dimensiones necesarias de los ductos de escape de los motores estacionarios ALCO para colocar los puertos de muestreo ambiental para fuentes fijas de acuerdo a la norma.

## **2.5. MONITOREO AMBIENTAL DEL SOTE**

### **2.5.1. INTRODUCCIÓN**

El Reglamento Sustitutivo del Reglamento Ambiental para Operaciones Hidrocarburíferas en el Ecuador, Decreto Ejecutivo 1215, publicado en el Registro Oficial No. 265 del 13 de Febrero de 2001 (RAOHE), establece en el Art. 12 que: “Los sujetos de control deberán realizar el monitoreo ambiental interno de sus emisiones a la atmósfera Anualmente para las fases, instalaciones y actividades de almacenamiento, transporte, comercialización y venta de hidrocarburos en base de los análisis semestrales de descargas y emisiones”<sup>54</sup>

Dando cumplimiento con lo estipulado en la normativa ambiental hidrocarburífera, el Sistema de Oleoducto Transecuatoriano (SOTE), realizó el Monitoreo Ambiental Interno en las estaciones del SOTE para el año 2010 los cuales son necesarios para nuestros cálculos.

Los objetivos del monitoreo ambiental son los siguientes:

- Cuantificar la concentración de los parámetros provenientes de las emisiones de las fuentes fijas que se enumeran a continuación:
- Gases de Combustión: Monóxido de Carbono (CO), Óxidos de Nitrógeno (NOX) y Dióxido de Azufre (SO<sub>2</sub>).
- Material Particulado (MP).
- Hidrocarburos Aromáticos Policíclicos (HAPs).
- Compuestos Orgánicos Volátiles (COVs).

---

<sup>54</sup> Reglamento Sustitutivo del Reglamento Ambiental para Operaciones Hidrocarburíferas en el Ecuador, Decreto Ejecutivo 1215.

- Contrastar la concentración de los diferentes parámetros determinados como parte del Monitoreo Ambiental frente a los valores máximos permisibles establecidos por la normativa ambiental en vigencia.

El Monitoreo Ambiental realizado en las Estaciones de Bombeo del SOTE, se enmarcan dentro de la normativa ambiental vigente, detallada a continuación:

- Constitución de la República del Ecuador. R.O. 449, del 20 de Octubre de 2008.
- Texto Unificado de la Legislación Ambiental Secundaria (TULAS). R.O. 725, del 16 de Diciembre de 2002.
- Reglamento Ambiental para las Operaciones Hidrocarburíferas en el Ecuador, Decreto Ejecutivo No. 1215 del 13 de Febrero del 2001 (RAOHE).
- Acuerdo Ministerial No. 91 “Límites Máximos Permisibles para Emisiones a la Atmósfera provenientes de fuentes fijas para Actividades Hidrocarburíferas” (LMP A.M.-E.M. No. 91), Registro Oficial No. 430 del 4 de Enero del 2007.
- Adicionalmente, se ha tomado en cuenta otras legislaciones, normas y regulaciones internacionales que sirven de referencia, tales como los métodos establecidos por la Agencia de Protección Ambiental de los Estados Unidos de América (USEPA).

### **2.5.2. LÍMITES PERMISIBLES PARA EMISIONES DE FUENTES FIJAS DE COMBUSTIÓN**

Los límites máximos permisibles de emisiones a la atmósfera para los diferentes parámetros de medición en emisiones de fuentes fijas de combustión, son los establecidos en LMP A.M.-E.M. No. 91 y son presentados en la tabla 2.6:

**Tabla 2.6** Límites máximos permitidos para emisiones de motores de combustión interna.<sup>55</sup>

PARÁMETRO	UNIDAD	VALORES MÁXIMOS PERMISIBLES		
		GLP O GAS	DIESEL	BUNKER O CRUDO
Material particulado (MP)	(mg/Nm <sup>3</sup> ) <sup>a</sup>	N.A	100	150
Óxidos de carbono (CO)	(mg/Nm <sup>3</sup> ) <sup>a</sup>	N.A	1500	150
Óxidos de nitrógeno (NO <sub>x</sub> )	(mg/Nm <sup>3</sup> ) <sup>a</sup>	1400	2000	2000
Óxidos de azufre (SO <sub>2</sub> )	(mg/Nm <sup>3</sup> ) <sup>a</sup>	30	700	1500
Hidrocarburos Aromáticos Policíclicos (HAP <sub>s</sub> )	(mg/Nm <sup>3</sup> ) <sup>a</sup>	0,1	0,1	0,1
Compuestos Orgánicos Volátiles (COV <sub>s</sub> )	(mg/Nm <sup>3</sup> ) <sup>a</sup>	5	10	10

a. Expresado al 5% de O<sub>2</sub> a condiciones normales y en base seca.

### 2.5.3. MONITOREO DE EMISIONES EN FUENTES FIJAS DE COMBUSTIÓN

Los métodos de medición utilizados en el monitoreo de emisiones de fuentes fijas de combustión son los definidos en el A.M.-E.M. No. 91, los cuales se resumen en la tabla 2.7:

**Tabla 2.7** Métodos de muestreo y medición de emisiones de combustión<sup>56</sup>

PARÁMETRO	MÉTODOS DE MUESTREO	INSTRUMENTOS DE MEDICIÓN	PRINCIPIO DE DETERMINACIÓN
Velocidad	EPA, Parte 60, Apéndice A, Método 2.	Pitot y manómetro diferencial inclinado.	Medición de presiones estática y dinámica.
Humedad	EPA, Parte 60, Apéndice A, Método 4.	Tren de borboteo.	Condensación del agua y pesaje.
Presión	EPA, Parte 60, Apéndice A, Método 2.	Pitot estático y manómetro.	Diferencial de presión.
Temperatura	EPA, Parte 60, Apéndice A, Método 2.	Termopar tipo k.	Potenciometría.
Material particulado	Chimeneas, de diámetros > 30 cm: EPA, Parte 60; Apéndice A, Método 5.	Tren isocinético.	Succión de 1,25 m <sup>3</sup> de gas, y gravimetría.
	Chimenea de diámetro < 30: EPA, Parte 60, Apéndice A, Método 1 A. Para las unidades operadas con crudo o bunker, EPA. Parte 60. Apéndice A, Método 5B.	Micro pitot y micro sonda previo al tren isocinético.	Succión de 1,25 m <sup>3</sup> de gas, y gravimetría.

<sup>55</sup> INFORME TÉCNICO DE MONITOREO AMBIENTAL INTERNO, Preparado ABRUS, Ingeniería y Medio Ambiente, 2010

<sup>56</sup> INFORME TÉCNICO DE MONITOREO AMBIENTAL INTERNO, Preparado ABRUS, Ingeniería y Medio Ambiente, 2010

**Tabla 2.7** Métodos de muestreo y medición de emisiones de combustión (Continuación)

PARÁMETRO	MÉTODOS DE MUESTREO	INSTRUMENTOS DE MEDICIÓN	PRINCIPIO DE DETERMINACIÓN
Oxígeno y Dióxido de Carbono (O <sub>2</sub> y CO <sub>2</sub> )	EPA, Parte 60, Método de referencia 3.	SE.	Extracción de un volumen de gas y análisis electroquímico.
Monóxido de Carbono (CO)	EPA, Parte 60, Método de referencia 10.	SE.	Extracción de un volumen de gas y análisis electroquímico.
Dióxido de Nitrógeno (NO <sub>2</sub> ) y Monóxido de Nitrógeno (NO)	EPA, Parte 60, Método de referencia 7 E.	SE.	Extracción de un volumen de gas y análisis electroquímico.
Dióxido de Azufre (SO <sub>2</sub> )	EPA, Parte 60, Método de referencia 6C.	SE.	Extracción de un volumen de gas y análisis electroquímico.

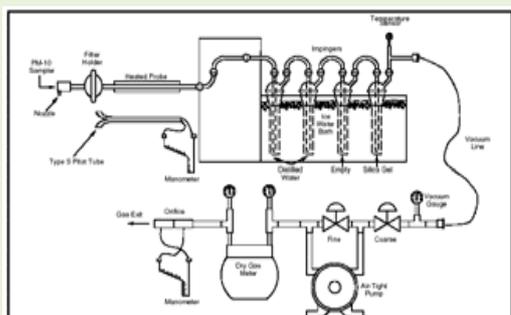
SE.= Sensores Electroquímicos.

#### 2.5.4. EQUIPOS PARA MONITOREO DE EMISIONES EN FUENTES FIJAS DE COMBUSTIÓN.

Los equipos empleados en el monitoreo ambiental de fuentes fijas de combustión, de acuerdo al parámetro de medición o muestreo, son los detallados en la tabla 2 – 8:

**Tabla 2. 8** Equipos empleados en el monitoreo de emisiones gaseosas de fuentes fijas.<sup>57</sup>

EQUIPOS	DESCRIPCIÓN
<b>Tren Isocinético</b>	<p>La colección de muestras se realizó mediante el equipo denominado tren isocinético; que consiste de cuatro secciones principales:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>• Sonda de captación de partículas.</li> <li>• Caja de Calentamiento y Porta filtros.</li> <li>• Caja de enfriamiento.</li> <li>• Consola de medición de flujo, presiones, temperaturas.</li> <li>• Sistema de bombeo</li> </ul>



<sup>57</sup> INFORME TÉCNICO DE MONITOREO AMBIENTAL INTERNO, Preparado ABRUS, Ingeniería y Medio Ambiente, 2010

**Tabla 2.8** Equipos empleados en el monitoreo de emisiones gaseosas de fuentes fijas.(Continuación)

EQUIPOS	DESCRIPCIÓN																					
<p><b>Analizador Portátil de gases</b></p>		<p>Equipado con sensores electroquímicos de CO, NO, SO<sub>2</sub>, NO<sub>2</sub> y O<sub>2</sub>; diseñado para medir adicionalmente parámetros como velocidad, temperatura y presión, que posee los límites detallados a continuación:</p> <table border="1" data-bbox="999 658 1498 931"> <thead> <tr> <th>PARÁMETRO</th> <th>LD (ppm)</th> <th>LC (ppm)</th> <th>LS (ppm)</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>CO</td> <td>1</td> <td>16</td> <td>2250</td> </tr> <tr> <td>NO</td> <td>2</td> <td>8</td> <td>1150</td> </tr> <tr> <td>SO<sub>2</sub></td> <td>1</td> <td>11</td> <td>1130</td> </tr> <tr> <td>NO<sub>2</sub></td> <td>0,5</td> <td>5</td> <td>450</td> </tr> </tbody> </table> <p>LD = Límite de Detección. LC = Límite de Cuantificación LS = Límite Superior</p>	PARÁMETRO	LD (ppm)	LC (ppm)	LS (ppm)	CO	1	16	2250	NO	2	8	1150	SO <sub>2</sub>	1	11	1130	NO <sub>2</sub>	0,5	5	450
PARÁMETRO	LD (ppm)	LC (ppm)	LS (ppm)																			
CO	1	16	2250																			
NO	2	8	1150																			
SO <sub>2</sub>	1	11	1130																			
NO <sub>2</sub>	0,5	5	450																			
<p><b>Medidor de Humo</b></p>		<p>A través de un procedimiento y equipo (medidor de humo) se determina la eficiencia de combustión, el mismo que se reconoce como el método estándar internacional para evaluar la densidad de humo de combustibles.</p>																				
<p><b>Anemómetro</b></p>		<p>Posee: ± 3% Velocidad del viento; ± 2 °F Temperatura; ± 3% humedad relativa; ± 3° F Punto de Condensación; ± 3 °F Índice de Calor; ± 3 hpa de Presión Barométrica</p>																				
<p><b>Muestreo de VOCs</b></p>		<p>El muestreo de gas para determinar la concentración de COVs se lo realiza a través del equipo que se muestra en la figura</p>																				

## **2.6. RESULTADOS DE MONITOREO AMBIENTAL DEL SOTE.**

Las mediciones ambientales que se realizaron en las estaciones a lo largo del SOTE fueron realizadas por la compañía ABRUS los métodos utilizados para el monitoreo de emisiones de fuentes fijas de combustión son los definidos en el Acuerdo Ministerial No. 91 “Límites Máximos Permisibles para Emisiones a la Atmósfera provenientes de fuentes fijas para Actividades Hidrocarburíferas” (LMP A.M.-E.M. No. 91), Registro Oficial No. 430 del 4 de Enero del 2007.

Cada motor ubicado en la estación está numerado del 1 al 7. Los datos obtenidos del monitoreo ambiental realizado los días 13, 14 y 19 de Julio y del 2 al 4 de Agosto del 2010 se muestran en el ANEXO F. Del informe que se entregó a la estación se obtuvieron los siguientes datos útiles para el desarrollo de nuestro proyecto de tesis.

### **2.6.1. ESTACIÓN LAGO AGRIO.**

El informe técnico de monitoreo ambiental interno 2010 Sistema Oleoducto Transecuatoriano (SOTE) para las estaciones de bombeo, fue preparada por la empresa ABRUS, la toma de datos es mediante un tubo Pitot que se lo introduce al puerto de muestreo, a distinta profundidad, según el diámetro de la tubería el número total de muestras que se recolectó fue de ocho, el diámetro del ducto de escape para esta estación de Lago Agrio es de 18 pulgadas (45,72 cm).

Las tablas que se mostrarán a continuación son el promedio de las 8 tomas recolectadas y únicamente con los parámetros que nos serán útiles para el desarrollo de nuestro estudio a realizar.

Los datos de la tabla 2.9 son entregados a la empresa EP-PETROECUADOR; la toma de muestras se las realizó entre el 13 - 14 de julio del 2010 por la empresa ABRUS. El informe del monitoreo se lo hizo en los 7 motores ALCO que operan en la estación de Lago Agrio.

Tabla 2.9 Promedio de parámetros del monitoreo de emisiones motores ALCO. Estación Lago Agrio<sup>58</sup>

RESULTADOS DEL MONITOREO DE EMISIONES ESTACION LAGO AGRIO 2010													
Motor	Presión dinámica $\Delta p$	Tiempo de succión	Temperatura Chimenea	O <sub>2</sub>	CO <sub>2</sub>	CO	SO <sub>2</sub>	NO	NO <sub>2</sub>	Temp	Temperatura ambiente	Presión estática	Presión barométrica
	mm H <sub>2</sub> O	(min)	°C	(%)	(%)	(ppm)	(ppm)	(ppm)	(ppm)	°C	°C	mm H <sub>2</sub> O	mm Hg
ALCO 1	58,00	50,00	277,75	14,49	4,88	74,50	78,50	1195,00	30,32	302,80	28,15	32,00	743,00
ALCO 2	60,00	50,00	321,75	13,93	5,43	201,30	109,67	1334,67	33,30	320,93	28,55	46,00	743,00
ALCO 3	62,00	44,00	301,38	14,35	5,11	105,00	121,50	1314,83	32,88	341,78	39,67	17,00	743,00
ALCO 4	64,00	45,00	300,25	14,41	5,05	102,00	11,00	1324,30	53,13	304,25	23,07	21,00	743,00
ALCO 5	40,00	56,00	311,00	14,45	5,03	118,00	133,83	1045,83	17,58	311,50	33,95	30,00	743,00
ALCO 6	60,00	45,00	308,25	14,14	5,07	157,17	114,00	1380,00	34,95	317,20	35,07	18,00	743,00
ALCO 7	62,00	43,00	282,75	14,40	5,07	101,83	105,50	1397,17	35,01	298,68	31,77	24,00	743,00

<sup>58</sup> INFORME TÉCNICO DE MONITOREO AMBIENTAL INTERNO, Preparado ABRUS, Ingeniería y Medio Ambiente, 2010

## 2.6.2. ESTACIÓN LUMBAQUI

El diámetro del ducto de escape equivalente para la estación de Lumbaqui es de 18 pulgadas (45,72 cm).

Los datos de la tabla 2.10 son datos entregados a la empresa EP PETROECUADOR, la toma de muestras se las realizó entre el 15 – 16 de julio del 2010 por la empresa ABRUS. El informe del monitoreo se los hizo en los 7 motores ALCO que operan en la estación de Lumbaqui.

**Tabla 2.10** Promedio de parámetros del monitoreo de emisiones motores ALCO. Estación Lumbaqui<sup>59</sup>

RESULTADOS DEL MONITOREO DE EMISIONES ESTACIÓN LUMBAQUI 2010													
Motor	Presión dinámica $\Delta p$	Tiempo de succión	Temperatura Chimenea	O <sub>2</sub>	CO <sub>2</sub>	CO	SO <sub>2</sub>	NO	NO <sub>2</sub>	Temp	Temperatura ambiente	Presión estática	Presión barométrica
	mm H <sub>2</sub> O	(min)	°C	(%)	(%)	(ppm)	(ppm)	(ppm)	(ppm)	°C	°C	mm H <sub>2</sub> O	mm Hg
ALCO 1	30,00	47,00	316,87	13,57	5,50	190,33	74,33	1388,50	38,47	318,60	26,27	23,00	684,00
ALCO 2	30,00	46,00	314,50	14,09	5,30	112,33	106,33	1340,17	31,47	313,38	33,77	24,00	684,00
ALCO 3	76,00	56,00	315,25	14,53	4,97	149,33	122,00	1331,67	33,15	313,55	33,53	24,00	684,00
ALCO 4	60,00	45,00	335,75	14,10	5,27	201,33	142,50	1359,50	31,71	331,38	36,90	30,00	684,00
ALCO 5	88,00	53,00	312,00	14,59	4,50	141,33	136,67	1336,33	33,17	308,30	33,23	32,00	684,00
ALCO 6	84,00	55,00	326,38	14,38	5,09	202,17	146,67	1172,33	22,93	323,80	34,03	40,00	684,00
ALCO 7	68,00	45,00	308,75	14,63	4,76	107,83	107,67	999,33	21,90	302,12	25,28	24,00	684,00

<sup>59</sup> INFORME TÉCNICO DE MONITOREO AMBIENTAL INTERNO, Preparado ABRUS, Ingeniería y Medio Ambiente, 2010

### 2.6.3. ESTACIÓN EL SALADO

El diámetro del ducto de escape equivalente para la estación de El Salado es de 16 pulgadas (40,64 cm).

Los datos de la tabla 2.11 son datos entregados a la empresa EP PETROECUADOR, la toma de muestras se las realizó el 17 de julio del 2010 por la empresa ABRUS. El informe del monitoreo se los hizo en los 7 motores ALCO que operan en la estación de El Salado.

**Tabla 2.11** Promedio de parámetros del monitoreo de emisiones motores ALCO. Estación El Salado<sup>60</sup>

RESULTADOS DEL MONITOREO DE EMISIONES ESTACIÓN EL SALADO 2010													
Motor	Presión dinámica $\Delta p$	Tiempo de succión	Temperatura Chimenea	O <sub>2</sub>	CO <sub>2</sub>	CO	SO <sub>2</sub>	NO	NO <sub>2</sub>	Temp	Temperatura ambiente	Presión estática Pe	Presión barométrica
	mm H <sub>2</sub> O	(min)	°C	(%)	(%)	(ppm)	(ppm)	(ppm)	(ppm)	°C	°C	mm H <sub>2</sub> O	mm Hg
ALCO 1	48,00	52,00	351,00	14,19	5,24	142,33	97,17	1240,00	35,60	343,43	22,67	21,00	656,00
ALCO 2	60,00	45,00	344,00	14,15	5,28	132,17	148,50	1142,17	21,83	339,45	26,01	20,00	656,00
ALCO 3	38,00	58,00	343,00	13,33	5,48	147,83	155,17	1227,17	25,13	341,50	23,00	22,00	656,00
ALCO 4	52,00	51,00	361,00	14,00	5,39	133,67	135,83	1211,67	21,10	360,88	23,80	30,00	656,00
ALCO 5	60,00	45,00	328,10	13,18	6,17	95,33	144,67	1254,50	24,01	311,47	27,48	19,00	656,00
ALCO 6	66,00	43,00	349,70	12,78	6,25	123,17	137,33	1249,17	26,60	336,78	26,00	23,00	656,00
ALCO 7	80,00	57,00	331,00	13,76	6,10	177,67	144,00	1483,50	39,25	330,85	25,90	28,00	656,00

<sup>60</sup> INFORME TÉCNICO DE MONITOREO AMBIENTAL INTERNO, Preparado ABRUS, Ingeniería y Medio Ambiente, 2010

#### 2.6.4. ESTACIÓN BAEZA

El diámetro del ducto de escape equivalente para la estación de Baeza es de 22 pulgadas (55,88 cm).

Los datos de la tabla 2.12 son datos entregados a la empresa EP PETROECUADOR, la toma de muestras se las realizó el 20 de julio del 2010 por la empresa ABRUS. El informe del monitoreo se los hizo en los 7 motores ALCO que operan en la estación de Baeza.

**Tabla 2.12** Promedio de parámetros del monitoreo de emisiones motores ALCO. Estación Baeza<sup>61</sup>

RESULTADOS DEL MONITOREO DE EMISIONES ESTACIÓN BAEZA 2010													
Motor	Presión dinámica $\Delta p$	Tiempo de succión	Temperatura Chimenea	O <sub>2</sub>	CO <sub>2</sub>	CO	SO <sub>2</sub>	NO	NO <sub>2</sub>	Temp	Temperatura ambiente	Presión estática	Presión barométrica
	mm H <sub>2</sub> O	(min)	°C	(%)	(%)	(ppm)	(ppm)	(ppm)	(ppm)	°C	°C	mm H <sub>2</sub> O	mm Hg
ALCO 1	60,00	45,00	322,63	13,26	5,99	122,00	140,67	1208,33	24,52	319,62	24,07	30,00	604,00
ALCO 2	62,00	43,00	321,50	13,13	6,08	166,33	157,67	1411,83	32,57	317,80	24,22	21,60	604,00
ALCO 3	58,00	45,00	332,25	13,01	6,15	188,33	171,17	1504,17	31,98	330,60	23,93	30,00	604,00
ALCO 4	60,00	45,00	323,50	12,73	6,38	189,17	105,17	1429,50	26,33	320,35	24,98	32,00	604,00
ALCO 5	60,00	43,00	304,13	13,03	6,13	170,83	109,00	1450,00	30,57	322,05	24,82	28,00	604,00
ALCO 6	74,00	40,00	304,25	13,09	6,10	137,83	149,00	1027,50	12,52	302,60	23,58	32,00	604,00
ALCO 7	58,00	45,00	342,00	14,08	5,33	238,67	181,33	1172,67	16,90	335,93	25,20	20,00	604,00

<sup>61</sup> INFORME TÉCNICO DE MONITOREO AMBIENTAL INTERNO, Preparado ABRUS, Ingeniería y Medio Ambiente, 2010

## 2.6.5. ESTACIÓN PAPALLACTA

El diámetro del ducto de escape equivalente para la estación de Papallacta es de 22 pulgadas (55,88 cm).

Los datos de la tabla 2.13 son datos entregados a la empresa EP PETROECUADOR, la toma de muestras se las realizó el 22 de julio del 2010 por la empresa ABRUS. El informe del monitoreo se los hizo en los 7 motores ALCO que operan en la estación de Papallacta.

**Tabla 2.13** Promedio de parámetros del monitoreo de emisiones motores ALCO. Estación Papallacta<sup>62</sup>

RESULTADOS DEL MONITOREO DE EMISIONES ESTACIÓN PAPALLACTA 2010													
Motor	Presión dinámica $\Delta p$	Tiempo de succión	Temperatura Chimenea	O <sub>2</sub>	CO <sub>2</sub>	CO	SO <sub>2</sub>	NO	NO <sub>2</sub>	Temp	Temperatura ambiente	Presión estática	Presión barométrica
	mm H <sub>2</sub> O	(min)	°C	(%)	(%)	(ppm)	(ppm)	(ppm)	(ppm)	°C	°C	mm H <sub>2</sub> O	mm Hg
ALCO 1	54,00	45,00	323,75	13,65	5,66	144,67	176,00	1200,50	15,87	329,85	19,10	21,00	535,57
ALCO 2	52,00	45,00	324,00	13,15	6,03	154,67	104,17	1072,50	11,18	311,38	16,58	28,00	535,57
ALCO 3	48,00	47,00	350,13	12,94	6,21	214,00	215,17	1424,33	20,47	347,35	22,42	27,00	535,57
ALCO 4	54,00	45,00	331,50	13,16	6,06	161,50	188,50	1348,50	19,50	330,28	18,33	20,00	535,57
ALCO 5	62,00	40,00	331,75	13,58	5,73	170,83	187,67	1239,67	15,52	327,38	17,87	26,00	535,57
ALCO 6	54,00	45,00	320,38	13,70	5,63	104,83	186,50	1230,17	15,08	317,53	18,43	19,00	535,57
ALCO 7	48,00	35,00	312,88	13,70	5,63	122,67	132,33	1280,83	24,33	306,98	19,95	19,00	535,57

<sup>62</sup> INFORME TÉCNICO DE MONITOREO AMBIENTAL INTERNO, Preparado ABRUS, Ingeniería y Medio Ambiente, 2010

## CAPÍTULO III

### REDISEÑO DEL DUCTO DE ESCAPE DE LOS MOTORES ALCO.

#### 3.1. CÁLCULOS GENERALES

##### 3.1.1. CÁLCULO DE LA VELOCIDAD DE LOS GASES DE ESCAPE

De los resultados de monitoreo ambiental del SOTE útiles para el desarrollo de nuestro proyecto de tesis, se obtuvieron la velocidad de los gases para cada motor de su respectiva estación de bombeo.

Estación Lago Agrio

#### **ALCO 1**

Con los resultados de monitoreo se obtuvieron los siguientes promedios:

**Tabla 3.1** Datos promedios de emisiones ALCO 1.<sup>63</sup>

Presión barométrica mm Hg	743,000
Presión estática mm Hg	32,000
Promedio presión dinámica en cada punto $\Delta p$ mm H <sub>2</sub> O	58,000
Temperatura promedio de la chimenea (°K)	550,750
Promedio de emisiones de O <sub>2</sub> (%)	14,485
Promedio de emisiones de CO <sub>2</sub> (%)	4,877
Promedio de emisiones de CO (%)	0,007
Promedio de emisiones de N <sub>2</sub> (%)	80,631
Fracción molar del vapor de agua Bws	0,073
Peso molecular $M_s$ (g/g – mol)	28,530
<b>Velocidad de gases (<math>v_{gas}</math>) (m/s)</b>	<b>36,002</b>

<sup>63</sup> INFORME TÉCNICO DE MONITOREO AMBIENTAL INTERNO, Preparado ABRUS, Ingeniería y Medio Ambiente, 2010

Método de cálculo:

La presión barométrica al momento de la prueba fue de 743 mm Hg

La velocidad de los gases de escape se calcula con la siguiente fórmula:<sup>64</sup>

$$v_{gas} = K_p C_p (\sqrt{\Delta p})_{prom} \sqrt{\frac{T_{chim}}{P_S M_S}} \quad [3 - 1]$$

Donde:

$$K_p = 34,97 \frac{m}{s} \left( \frac{\left( \frac{g}{g - mol} \right) (mm Hg)}{(mm H_2O)(^{\circ}K)} \right)^{1/2}$$

$C_p$  Coeficiente del tubo Pitot, adimensional equivalente a 0,84

$(\sqrt{\Delta p})_{prom}$  Promedio de la raíz cuadrada de la velocidad dinámica en cada punto muestreado en la chimenea,  $mm H_2O$

$T_{chim}$  Promedio de la temperatura absoluta del gas de chimenea,  $^{\circ}K$

$P_S$  Presión absoluta del gas de chimenea, equivalente a la suma aritmética de la presión estática y la presión barométrica,  $mm Hg$

$M_S$  Peso molecular del gas de chimenea en base húmeda,  $g/g - mol$

El peso molecular del gas de la chimenea en base húmeda ( $M_S$ ) se cálculo de la siguiente forma:

$$M_S = (1 - B_{WS}) M_d + 18 * B_{WS} \quad [3 - 2]$$

Donde:

$B_{WS}$  Fracción molar del vapor de agua = 0,073<sup>65</sup>

$M_d$  Peso molecular del gas de chimenea en base seca  $g/g - mol$

<sup>64</sup> Norma EPA (U.S. Environmental Protection Agency), CFR Promulgated Test Methods, Method 2, Determination of stack gas velocity and volumetric flow rate (Type S pitot tube), eq 2-7, pg 236-237-238-239-240-241-242-243

<sup>65</sup> ABRUS, Ingeniería y Medio Ambiente, 2010

Tabla 3.2 Peso molecular de gases<sup>66</sup>

Componente	Porcentaje	Peso molecular	Peso g/g-mol
O <sub>2</sub>	14,485	32	4,6352
CO <sub>2</sub>	4,877	44	2,14588
CO	0,00745	28	0,002086
N <sub>2</sub>	80,631	28	22,57668

$$M_d = (0,32 \times O_2 + 0,44 \times CO_2 + 0,28 \times CO + 0,28 \times N_2) \left[ \frac{g}{g - mol} \right]$$

$$M_d = (0,32 \times 14,485 + 0,44 \times 4,877 + 0,28 \times 0,00745 + 0,28 \times 80,631) \left[ \frac{g}{g - mol} \right]$$

$$M_d = 29,3597 \left[ \frac{g}{g - mol} \right]$$

$$M_s = (1 - B_{WS}) M_d + 18 * B_{WS}$$

$$M_s = (1 - 0,073) 29,3597 + 18 * 0,073$$

$$M_s = 28,53 \left[ \frac{g}{g - mol} \right]$$

Con estos datos se calcula la velocidad de los gases de escape:

$$v_{gas} = K_p C_p (\sqrt{\Delta p})_{prom} \sqrt{\frac{T_{chim}}{P_s M_s}}$$

$$v_{gas} = 34,97 \frac{m}{s} \left( \frac{\left( \frac{g}{g - mol} \right) (mm Hg)}{(mm H_2O)(^{\circ}K)} \right)^{1/2} \times 0,84 \times \sqrt{58} \times \sqrt{\frac{550,75}{745,353 \times 28,53}}$$

$$v_{gas} = 36,0026 \frac{m}{s}$$

<sup>66</sup> CENGEL Y., BOLES M., Termodinámica, 6ª edición, Mcgraw Hill, México, 2006, pg 904

## SOTE – ESTACIÓN LAGO AGRIO

**Tabla 3.3** Velocidad del gas de escape motores ALCO. Estación Lago Agrio.<sup>67</sup>

Datos obtenidos	ALCO 1	ALCO 2	ALCO 3	ALCO 4	ALCO 5	ALCO 6	ALCO 7
Presión barométrica mm Hg	743,000	743,000	743,000	743,000	743,000	743,000	743,000
Presión estática mm Hg	32,000	46,000	17,000	21,000	30,000	18,000	24,000
Promedio presión dinámica en cada punto $\Delta p$ mm H <sub>2</sub> O	58,000	60,000	62,000	64,000	40,000	60,000	62,000
Temperatura promedio de la chimenea (°C)	277,750	321,750	301,500	573,250	300,250	308,250	282,750
Promedio de emisiones de O <sub>2</sub> (%)	14,485	13,822	14,348	14,425	14,468	14,423	14,432
Promedio de emisiones de CO <sub>2</sub> (%)	4,877	5,433	5,108	5,052	5,030	5,070	5,065
Promedio de emisiones de CO (%)	0,007	0,020	0,011	0,010	0,012	0,016	0,010
Promedio de emisiones de N <sub>2</sub> (%)	80,631	80,725	80,534	80,513	80,487	80,491	80,493
Fracción molar del vapor de agua Bws	0,073	0,073	0,073	0,073	0,073	0,073	0,073
Peso molecular $M_s$ (g/g – mol)	28,530	28,588	28,558	28,554	28,553	28,557	28,556
<b>Velocidad de gases (<math>v_{gas}</math>) (m/s)</b>	<b>36,002</b>	<b>37,988</b>	<b>38,023</b>	<b>38,588</b>	<b>30,778</b>	<b>37,627</b>	<b>37,389</b>

<sup>67</sup> INFORME TÉCNICO DE MONITOREO AMBIENTAL INTERNO, Preparado ABRUS, Ingeniería y Medio Ambiente, 2010

## SOTE – ESTACIÓN LUMBAQUI

**Tabla 3.4** Velocidad del gas de escape motores ALCO. Estación Lumbaqui.<sup>68</sup>

Datos obtenidos	ALCO 1	ALCO 2	ALCO 3	ALCO 4	ALCO 5	ALCO 6	ALCO 7
Presión barométrica mm Hg	684,00	684,00	684,00	684,00	684,00	684,00	684,00
Presión estática mm Hg	23,00	24,00	24,00	30,00	32,00	40,00	24,00
Promedio presión dinámica en cada punto $\Delta p$ mm H <sub>2</sub> O	30,00	30,00	76,00	60,00	88,00	84,00	68,00
Temperatura promedio de la chimenea (°C)	316,88	314,50	315,25	335,75	312,00	326,38	308,75
Promedio de emisiones de O <sub>2</sub> (%)	13,57	14,09	14,53	14,11	14,60	14,39	14,637
Promedio de emisiones de CO <sub>2</sub> (%)	5,51	5,31	4,98	5,28	4,56	5,10	4,768
Promedio de emisiones de CO (%)	0,02	0,01	0,01	0,02	0,01	0,02	0,0107
Promedio de emisiones de N <sub>2</sub> (%)	80,90	80,59	80,48	80,60	80,83	80,49	80,584
Fracción molar del vapor de agua Bws	0,07	0,07	0,07	0,07	0,07	0,07	0,07
Peso molecular $M_s$ (g/g – mol)	28,59	28,58	28,55	28,58	28,49	28,56	28,52
<b>Velocidad de gases (<math>v_{gas}</math>) (m/s)</b>	<b>27,909</b>	<b>27,856</b>	<b>44,391</b>	<b>40,091</b>	<b>47,664</b>	<b>47,057</b>	<b>41,776</b>

<sup>68</sup> INFORME TÉCNICO DE MONITOREO AMBIENTAL INTERNO, Preparado ABRUS, Ingeniería y Medio Ambiente, 2010

## SOTE – ESTACIÓN EL SALADO

**Tabla 3.5** Velocidad del gas de escape motores ALCO. Estación El Salado<sup>69</sup>

Datos obtenidos	ALCO 1	ALCO 2	ALCO 3	ALCO 4	ALCO 5	ALCO 6	ALCO 7
Presión barométrica mm Hg	656,00	656,00	656,00	656,00	656,00	656,00	656,00
Presión estática mm Hg	21,00	20,00	22,00	30,00	19,00	23,00	28,00
Promedio presión dinámica en cada punto $\Delta p$ mm H <sub>2</sub> O	48,00	60,00	38,00	52,00	60,00	66,00	80,00
Temperatura promedio de la chimenea (°C)	351,00	344,00	343,00	361,00	328,10	349,70	331,00
Promedio de emisiones de O <sub>2</sub> (%)	14,19	14,15	13,33	14,00	13,18	12,78	13,76
Promedio de emisiones de CO <sub>2</sub> (%)	5,24	5,28	5,48	5,39	6,17	6,25	6,10
Promedio de emisiones de CO (%)	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,02
Promedio de emisiones de N <sub>2</sub> (%)	80,55	80,56	81,17	80,59	80,65	80,96	80,12
Fracción molar del vapor de agua Bws	0,07	0,07	0,07	0,07	0,07	0,07	0,07
Peso molecular $M_s$ (g/g – mol)	28,57	28,58	28,58	28,59	28,67	28,67	28,68
<b>Velocidad de gases (<math>v_{gas}</math>) (m/s)</b>	<b>37,09</b>	<b>41,23</b>	<b>32,78</b>	<b>38,88</b>	<b>40,63</b>	<b>43,37</b>	<b>47,00</b>

<sup>69</sup> INFORME TÉCNICO DE MONITOREO AMBIENTAL INTERNO, Preparado ABRUS, Ingeniería y Medio Ambiente, 2010

## SOTE – ESTACIÓN BAEZA

**Tabla 3.6** Velocidad del gas de escape motores ALCO. Estación Baeza<sup>70</sup>

Datos obtenidos	ALCO 1	ALCO 2	ALCO 3	ALCO 4	ALCO 5	ALCO 6	ALCO 7
Presión barométrica mm Hg	604,000	604,000	604,000	604,000	604,000	604,000	604,000
Presión estática mm Hg	30,000	21,600	30,000	32,000	28,000	32,000	20,000
Promedio presión dinámica en cada punto $\Delta p$ mm H <sub>2</sub> O	60,000	62,000	58,000	60,000	60,000	74,000	58,000
Temperatura promedio de la chimenea (°C)	322,625	321,500	332,250	323,500	304,125	304,250	342,000
Promedio de emisiones de O <sub>2</sub> (%)	13,263	13,127	13,008	12,730	13,030	13,090	14,083
Promedio de emisiones de CO <sub>2</sub> (%)	5,992	6,082	6,150	6,382	6,133	6,100	5,327
Promedio de emisiones de CO (%)	0,012	0,017	0,019	0,019	0,017	0,014	0,024
Promedio de emisiones de N <sub>2</sub> (%)	80,733	80,775	80,823	80,866	80,816	80,796	80,566
Fracción molar del vapor de agua Bws	0,073	0,073	0,073	0,073	0,073	0,073	0,073
Peso molecular $M_s$ (g/g – mol)	28,650	28,659	28,665	28,689	28,663	28,660	28,582
<b>Velocidad de gases (<math>v_{gas}</math>) (m/s)</b>	<b>42,137</b>	<b>42,808</b>	<b>41,752</b>	<b>42,134</b>	<b>41,473</b>	<b>46,054</b>	<b>42,173</b>

<sup>70</sup> INFORME TÉCNICO DE MONITOREO AMBIENTAL INTERNO, Preparado ABRUS, Ingeniería y Medio Ambiente, 2010

## SOTE – ESTACIÓN PAPALLACTA

**Tabla 3.7** Velocidad del gas de escape motores ALCO. Estación Papallacta<sup>71</sup>

Datos obtenidos	ALCO 1	ALCO 2	ALCO 3	ALCO 4	ALCO 5	ALCO 6	ALCO 7
Presión barométrica mm Hg	535,57	535,57	535,57	535,57	535,57	535,57	535,57
Presión estática mm Hg	21,000	28,000	27,000	20,000	26,000	19,000	19,000
Promedio presión dinámica en cada punto $\Delta p$ mm H <sub>2</sub> O	54,000	52,000	48,000	54,000	62,000	54,000	48,000
Temperatura promedio de la chimenea (°C)	323,750	324,000	350,125	331,500	331,750	320,375	312,875
Promedio de emisiones de O <sub>2</sub> (%)	13,653	13,152	12,942	13,158	13,575	13,695	13,697
Promedio de emisiones de CO <sub>2</sub> (%)	5,658	6,028	6,213	6,058	5,733	5,627	5,630
Promedio de emisiones de CO (%)	0,014	0,015	0,021	0,016	0,017	0,010	0,012
Promedio de emisiones de N <sub>2</sub> (%)	80,674	80,805	80,824	80,767	80,675	80,668	80,661
Fracción molar del vapor de agua Bws	0,073	0,073	0,073	0,073	0,073	0,073	0,073
Peso molecular $M_s$ (g/g – mol)	28,616	28,652	28,671	28,656	28,624	28,612	28,613
<b>Velocidad de gases (<math>v_{gas}</math>) (m/s)</b>	<b>42,533</b>	<b>41,701</b>	<b>40,921</b>	<b>42,781</b>	<b>45,857</b>	<b>42,421</b>	<b>39,741</b>

<sup>71</sup> INFORME TÉCNICO DE MONITOREO AMBIENTAL INTERNO, Preparado ABRUS, Ingeniería y Medio Ambiente, 2010

### 3.1.2. CÁLCULOS DE CAÍDA DE PRESIÓN

Utilizando el número de Mach ecuación [2 – 1] la velocidad del flujo en los ductos de escape son relativamente pequeñas comparadas con la velocidad del sonido, en el medio que se encuentra la velocidad del sonido está alrededor de los 334 m/s, por lo tanto el número de Mach está en el orden de los 0,126, de acuerdo a la tabla [3.1], se tiene que el número de Mach es menor a 0,3 por lo que se puede utilizar las ecuaciones del flujo incompresible.

El cálculo de caída de presión en el sistema de escape será:

$$\Delta P_{tot} = \Delta P_t + \Delta P_s \quad [3 - 3]$$

Donde:

$\Delta P_{tot}$  Pérdida de presión total.

$\Delta P_t$  Caída de presión en la tubería de escape.

$\Delta P_s$  Caída de presión en el silenciador.

#### 3.1.2.1. Caída de presión en la tubería de escape.

Para este cálculo se consideran 2 partes en todo el sistema de escape, los cuales son:

- Caída de presión en la tubería hasta el silenciador de escape (incluido la transición del turbocompresor), y
- Después del silenciador.

$$\Delta P_t = \Delta P_{hasta\ el\ silenciador} + \Delta P_{despues\ del\ silenciador} \quad [3 - 4]$$

A partir de la velocidad de los gases para cada motor de su respectiva estación de bombeo, detalladas anteriormente se obtienen las caídas de presión originadas durante la circulación del fluido en la tubería, aplicando las ecuaciones para pérdidas de presión en tuberías (Capítulo II) ecuaciones [2 - 7], y [2 – 9]

### 3.1.2.1.1. Caída de presión hasta el silenciador.

El cálculo de la densidad de la mezcla de gases se obtiene de la siguiente manera:

Se debe obtener las fracciones molares de cada gas y sus respectivas densidades a similares condiciones de presión y temperatura, y luego se procede de la siguiente manera:

$$\text{Densidad de la mezcla} = X_1(\text{densidad1}) + X_2(\text{densidad2}) + \dots + X_n(\text{densidad } n) \quad [3 - 5]$$

Donde:

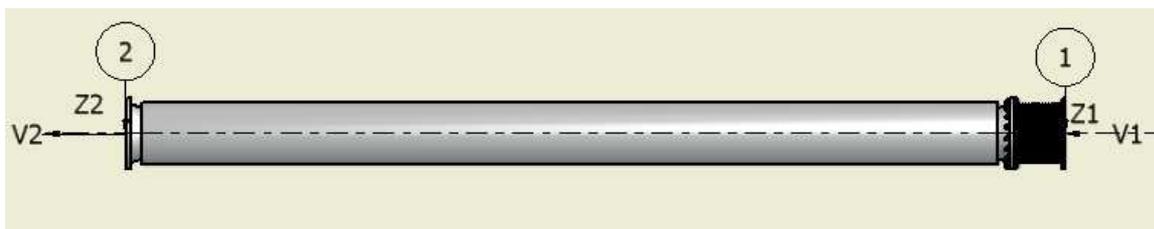
$X_n$  Fracción molar del gas

$$X_n = \text{número de moles de } n / \text{número total de moles de la mezcla}$$

Para calcular el coeficiente de fricción  $f$  durante la circulación del fluido en la tubería, se aplica la ecuación [2-14] (Capítulo II)

Las dimensiones de la tubería desde la salida del turbocargador hasta la entrada al silenciador (figura 3.1) varían de una a otra estación los valores no son significativos, pero se los tomo en cuenta para efectuar los cálculos.

Los diámetros de la tubería del sistema de escape en las estaciones de Lago Agrío y Lumbaqui es de 18 pulgadas, en la estación de El Salado es de 16 pulgadas, y en las estaciones de Baeza y Papallacta es de 22 pulgadas.



**Figura 3. 1** Esquema tubería desde la salida del turbocargador hasta la entrada del silenciador<sup>72</sup>

Tomando 1 y 2 como puntos de referencia, se obtiene:

<sup>72</sup> Elaboración propia

$$\frac{p_1}{\rho g} + \frac{1}{2g} v_1^2 + y_1 - h_L = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{1}{2g} v_2^2 + y_2$$

En este caso  $y_1 = y_2$  (tubería horizontal), el área transversal del ducto es el mismo en la sección 1 y en la sección 2. La rapidez de flujo de volumen en cada punto es también la misma. Entonces la caída de presión para el sistema es:

$$\frac{p_1}{\rho g} - h_L = \frac{p_2}{\rho g}$$

$$p_1 - p_2 = \rho g [h_L]$$

$$\Delta p = \rho g [h_L]$$

$$\Delta p = \rho g \left[ f \frac{L}{D} \frac{v^2}{2g} \right]$$

$$\Delta p = \rho \cdot f \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{v^2}{2}$$

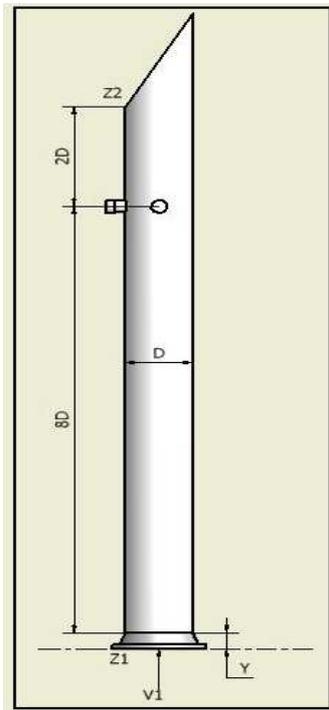
### 3.1.2.1.2. Caída de presión después del silenciador.

La caída de presión en este segmento de tubería se establecerá con las dimensiones actuales de la tubería para tener una referencia inicial de caída de presión y también se las realizará de acuerdo a lo que establece la norma TULAS libro VI anexo 3, es decir, con la nueva configuración a una distancia de ocho diámetros de chimenea corriente abajo y dos diámetros de chimenea corriente arriba, de una perturbación al flujo normal de gases de combustión, para las estaciones la longitud de total de la tubería será de acuerdo a la tabla 3.8:

**Tabla 3.8** Longitud de la tubería desde la salida del silenciador: actual y la requerida según la norma<sup>73</sup>

Estación	Diámetro de la tubería	Longitud de la tubería actual	Longitud de la tubería de acuerdo a la norma
			10 veces el diámetro (TULAS libro VI)
Lago Agrio	18 pulgadas	79 pulgadas	180 pulgadas.
Lumbaqui	18 pulgadas	79 pulgadas	180 pulgadas.
El Salado	16 pulgadas	82 pulgadas	160 pulgadas.
Baeza	22 pulgadas	83 pulgadas	220 pulgadas.
Papallacta	22 pulgadas	83 pulgadas	220 pulgadas.

<sup>73</sup> EP-PETROECUADOR SOTE, Estaciones de bombeo de crudo Sector Oriente



**Donde:**

- Z1** Nivel de referencia
- Z2** Altura del ducto de escape equivalente a 10 diámetros
- D** Diámetro de la tubería
- V1** Velocidad del fluido
- y** Altura de la brida que une al silenciador con el ducto de escape

**Figura 3. 2** Esquema de la nueva configuración del ducto de escape<sup>74</sup>

Tomando 1 y 2 como puntos de referencia, se obtiene:

$$\frac{p_1}{\rho g} + \frac{1}{2g} v_1^2 + Z_1 - h_L = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{1}{2g} v_2^2 + Z_2$$

El área transversal del ducto es el mismo en la sección 1 y en la sección 2. La rapidez de flujo de volumen en cada punto es también la misma. Entonces la caída de presión para el sistema es:

$$\frac{p_1}{\rho g} + Z_1 - h_f = \frac{p_2}{\rho g} + Z_2$$

$$p_1 - p_2 = \rho g [Z_2 - Z_1 + h_f]$$

$$\Delta p = \rho g [Z_2 - Z_1 + h_f]$$

$$\Delta p = \rho g \left[ Z_2 + \left( f \frac{L V^2}{D 2g} \right) \right]$$

<sup>74</sup> Elaboración propia

## SOTE – ESTACIÓN LAGO AGRIO

**Tabla 3.9** Parámetros de cálculo. Estación Lago Agrio

Material	acero comercial ASTM A-106-B	
$\varepsilon$ (mm)	0,05	
Rugosidad relativa	0,0001	
Diámetro interno (m)	0,43815	
L. hasta el silenciador (m)	8,355	
L. después del silenciador (m)	Actual	2,14
	Modificado	4,712

**Tabla 3.10** Determinación de la caída de presión en la tubería. Estación Lago Agrio<sup>75</sup>

CAÍDA DE PRESIÓN EN LA TUBERÍA							HASTA EL SILENCIADOR	DESPUES DEL SILENCIADOR	TOTAL		% $\Delta P_t$ Por Aumento en tubería	
UNIDAD	$v_{gas}$	$\rho$	$\mu \cdot 10^{Ex-7}$	$Re \cdot 10^{Ex3}$	flujo	f	$\Delta P$	$\Delta P$		$\Delta P_t$		
	m/s	Kg/m <sup>3</sup>	Kg/ms				in H <sub>2</sub> O	Actual	Modificado	Actual		Modificado
ALCO 1	36,002	0,634	280,668	356,531	Turbulento	0,0152	0,479	0,201	0,348	0,680	0,827	21,62%
ALCO 2	37,988	0,589	294,947	332,167	Turbulento	0,0154	0,499	0,200	0,354	0,699	0,853	22,03%
ALCO 3	38,023	0,610	288,491	352,090	Turbulento	0,0152	0,514	0,207	0,365	0,721	0,879	21,91%
ALCO 4	38,588	0,611	288,117	358,521	Turbulento	0,0152	0,529	0,211	0,374	0,740	0,903	22,03%
ALCO 5	30,778	0,600	291,724	277,162	Turbulento	0,0157	0,342	0,162	0,267	0,503	0,609	21,07%
ALCO 6	37,627	0,603	290,781	341,618	Turbulento	0,0153	0,499	0,202	0,356	0,702	0,855	21,79%
ALCO 7	37,389	0,629	282,285	365,314	Turbulento	0,0152	0,511	0,209	0,366	0,719	0,876	21,84%

<sup>75</sup> Elaboración propia

## SOTE – ESTACIÓN LUMBAQUI

**Tabla 3.11** Parámetros de cálculo. Estación Lumbaqui

Material	acero comercial ASTM A-106-B	
$\varepsilon$ (mm)	0,05	
Rugosidad relativa	0,0001	
Diámetro interno (m)	0,43815	
L. hasta el silenciador (m)	8,355	
L. después del silenciador (m)	Actual	2,14
	Modificado	4,712

**Tabla 3.12** Determinación de la caída de presión en la tubería. Estación Lumbaqui<sup>76</sup>

CAÍDA DE PRESIÓN EN LA TUBERÍA							HASTA EL SILENCIADOR	DESPUES DEL SILENCIADOR		TOTAL		% $\Delta P_t$ Por Aumento en tubería
UNIDAD	$v_{gas}$	$\rho$	$\mu \cdot 10^{Ex-7}$	$Re \cdot 10^{Ex3}$	flujo	f	$\Delta P$	$\Delta P$		$\Delta P_t$		
	m/s	Kg/m <sup>3</sup>	Kg/ms					Actual	Modificado	Actual	Modificado	
							in H <sub>2</sub> O	in H <sub>2</sub> O		in H <sub>2</sub> O		
ALCO 1	27,909	0,593	304,971	237,773	Turbulento	0,0161	0,284	0,146	0,233	0,430	0,517	20,23%
ALCO 2	27,856	0,596	309,982	234,666	Turbulento	0,0161	0,285	0,147	0,234	0,431	0,519	20,42%
ALCO 3	44,391	0,595	293,177	394,734	Turbulento	0,0150	0,674	0,246	0,454	0,920	1,128	22,61%
ALCO 4	40,091	0,576	299,591	337,725	Turbulento	0,0153	0,543	0,210	0,377	0,753	0,920	22,18%
ALCO 5	47,664	0,598	292,177	427,433	Turbulento	0,0149	0,774	0,272	0,510	1,046	1,284	22,75%
ALCO 6	47,057	0,583	296,805	404,990	Turbulento	0,0150	0,740	0,261	0,489	1,001	1,229	22,78%
ALCO 7	41,776	0,589	294,947	365,285	Turbulento	0,0152	0,596	0,225	0,409	0,822	1,005	22,26%

<sup>76</sup> Elaboración propia

## SOTE – ESTACIÓN EL SALADO

**Tabla 3.13** Parámetros de cálculo. Estación El Salado

Material	acero comercial ASTM A-106-B	
$\varepsilon$ (mm)	0,05	
Rugosidad relativa	0,0001	
Diámetro interno (m)	0,38735	
L. hasta el silenciador (m)	7,940	
L. después del silenciador (m)	Actual	2,199
	Modificado	4,204

**Tabla 3.14** Determinación de la caída de presión en la tubería. Estación El Salado<sup>77</sup>

UNIDAD	CAÍDA DE PRESIÓN EN LA TUBERÍA						HASTA EL SILENCIADOR	DESPUES DEL SILENCIADOR		TOTAL		% $\Delta P_t$ Por Aumento en tubería
	$v_{gas}$	$\rho$	$\mu \cdot 10^{Ex-7}$	$Re \cdot 10^{Ex3}$	flujo	f	$\Delta P$	$\Delta P$		$\Delta P_t$		
	m/s	Kg/m <sup>3</sup>	Kg/ms				in H <sub>2</sub> O	Actual	Modificado	Actual	Modificado	
ALCO 1	37,09	0,562	304,075	265,531	Turbulento	0,0158	0,503	0,209	0,336	0,712	0,839	17,84%
ALCO 2	41,23	0,569	302,194	300,707	Turbulento	0,0156	0,619	0,241	0,398	0,860	1,017	18,26%
ALCO 3	32,78	0,569	301,451	239,666	Turbulento	0,0161	0,404	0,182	0,284	0,586	0,688	17,41%
ALCO 4	38,88	0,555	307,426	271,883	Turbulento	0,0158	0,544	0,219	0,357	0,763	0,901	18,09%
ALCO 5	40,63	0,583	296,650	309,296	Turbulento	0,0155	0,613	0,242	0,397	0,855	1,010	18,13%
ALCO 6	43,37	0,565	303,200	313,048	Turbulento	0,0155	0,676	0,257	0,428	0,933	1,104	18,33%
ALCO 7	47	0,564	304,101	337,646	Turbulento	0,0153	0,785	0,287	0,485	1,072	1,270	18,47%

<sup>77</sup> Elaboración propia

## SOTE – ESTACIÓN BAEZA

**Tabla 3.15** Parámetros de cálculo. Estación Baeza

Material	acero comercial ASTM A-106-B	
$\varepsilon$ (mm)	0,05	
Rugosidad relativa	0,0001	
Diámetro interno (m)	0,53975	
L. hasta el silenciador (m)	7,690	
L. después del silenciador (m)	Actual	2,248
	Modificado	5,728

**Tabla 3.16** Determinación de la caída de presión en la tubería. Estación Baeza<sup>78</sup>

CAÍDA DE PRESIÓN EN LA TUBERÍA							HASTA EL SILENCIADOR	DESPUES DEL SILENCIADOR		TOTAL		% $\Delta P_t$ Por Aumento en tubería
UNIDAD	$v_{gas}$	$\rho$	$\mu \cdot 10^{Ex-7}$	$Re \cdot 10^{Ex3}$	flujo	f	$\Delta P$	$\Delta P$		$\Delta P_t$		
	m/s	Kg/m <sup>3</sup>	Kg/ms				in H <sub>2</sub> O	Actual	Modificado	Actual	Modificado	
ALCO 1	42,137	0,587	305,983	436,312	Turbulento	0,0149	0,442	0,202	0,402	0,644	0,844	31,06%
ALCO 2	42,808	0,590	306,217	445,185	Turbulento	0,0148	0,458	0,206	0,414	0,664	0,872	31,33%
ALCO 3	41,752	0,580	297,856	438,825	Turbulento	0,0148	0,429	0,197	0,391	0,626	0,820	30,99%
ALCO 4	42,134	0,588	306,306	436,563	Turbulento	0,0149	0,443	0,202	0,403	0,645	0,846	31,16%
ALCO 5	41,473	0,608	300,295	453,225	Turbulento	0,0148	0,442	0,204	0,404	0,646	0,846	30,96%
ALCO 6	46,054	0,608	300,422	503,074	Turbulento	0,0146	0,539	0,232	0,476	0,771	1,015	31,65%
ALCO 7	42,173	0,588	307,981	434,591	Turbulento	0,0149	0,444	0,202	0,403	0,646	0,847	31,11%

<sup>78</sup> Elaboración propia

## SOTE – ESTACIÓN PAPALLACTA

**Tabla 3. 17** Parámetros de cálculo. Estación Papallacta

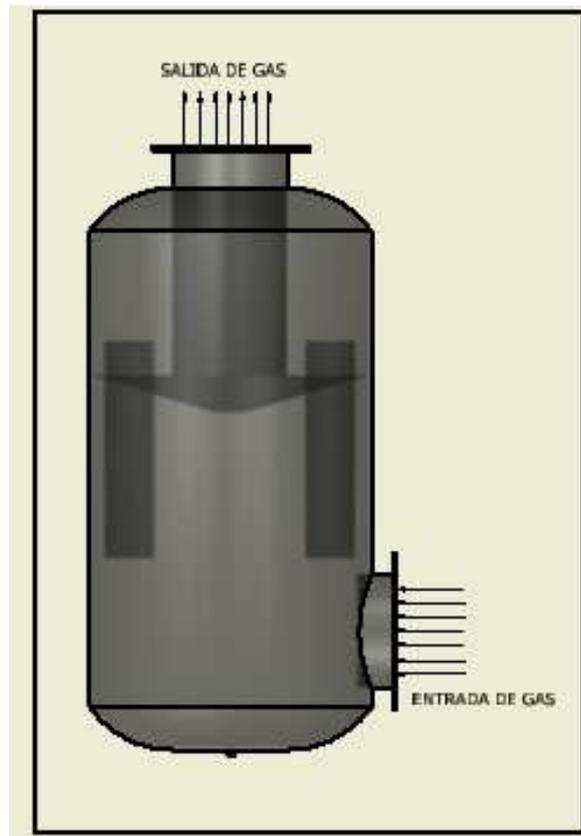
Material	acero comercial ASTM A-106-B	
$\varepsilon$ (mm)	0,05	
Rugosidad relativa	0,0001	
Diámetro interno (m)	0,53975	
L. hasta el silenciador (m)	7,740	
L. después del silenciador (m)	Actual	2,248
	Modificado	5,728

**Tabla 3.18** Determinación de la caída de presión en la tubería. Estación Papallacta<sup>79</sup>

CAÍDA DE PRESIÓN EN LA TUBERÍA							HASTA EL SILENCIADOR	DESPUES DEL SILENCIADOR		TOTAL		% $\Delta$ Pt Por Aumento en tubería
UNIDAD	$v_{gas}$	$\rho$	$\mu \cdot 10^{Ex-7}$	$Re \cdot 10^{Ex3}$	flujo	f	$\Delta P$	$\Delta P$		$\Delta Pt$		
	m/s	Kg/m <sup>3</sup>	Kg/ms					Actual	Modificado	Actual	Modificado	
							in H <sub>2</sub> O	in H <sub>2</sub> O		in H <sub>2</sub> O		
ALCO 1	42,533	0,586	307,154	437985,8779	Turbulento	0,0149	0,453	0,204	0,407	0,656	0,860	31,10%
ALCO 2	41,701	0,587	307,089	430242,1565	Turbulento	0,0149	0,437	0,199	0,396	0,636	0,832	30,82%
ALCO 3	40,921	0,565	303,404	411306,9376	Turbulento	0,0150	0,407	0,188	0,371	0,595	0,778	30,76%
ALCO 4	42,781	0,580	297,706	449866,847	Turbulento	0,0148	0,452	0,203	0,406	0,655	0,858	30,99%
ALCO 5	45,857	0,580	298,026	481694,9909	Turbulento	0,0147	0,515	0,221	0,453	0,736	0,968	31,52%
ALCO 6	42,421	0,590	306,671	440507,0418	Turbulento	0,0148	0,453	0,204	0,408	0,657	0,861	31,05%
ALCO 7	39,741	0,587	307,796	409078,4217	Turbulento	0,0150	0,399	0,188	0,368	0,587	0,767	30,66%

<sup>79</sup> Elaboración propia

### 3.1.2.1.3. Caída de presión en el silenciador.



**Figura 3.3** Esquema del silenciador<sup>80</sup>

El cálculo de la caída de presión en los silenciadores se realizará con base a las ecuaciones [2 – 21; 2 – 22; 2 – 23] planteadas en el capítulo 2, teniendo en cuenta que los silenciadores son el mismo modelo pero el tamaño es diferente (figura 3 – 3), así se tiene que en las estaciones de Lago Agrio y Lumbaqui el modelo del silenciador es 18M21, en la estación de El Salado el modelo es 16M21, y en las estaciones de Baeza y Papallacta es el modelo 22M21. El primer número de la especificación del modelo significa el diámetro de la tubería en pulgadas a la que se acoplara el silenciador.

<sup>80</sup> MAXIM SILENCERS, Riley – Beard, Manual for Petroecuador, Model M21, Elaboración propia.

## SOTE – ESTACIÓN LAGO AGRIO

Tabla 3.19 Determinación de la caída de presión en el silenciador. Estación Lago Agrio<sup>81</sup>

ESTACION LAGO AGRIO														
CAÍDA DE PRESIÓN EN EL SILENCIADOR														
UNIDAD	$v_{gas}$		Q	T	A	Cr	Vs	P. estática		P. barométrica		Pa	C	$\Delta P_s$
	m/s	ft/min	ft <sup>3</sup> /min	°F	ft <sup>2</sup>	---	ft/min	mm H <sub>2</sub> O	PSI	mm Hg	PSI	PSI	---	in H <sub>2</sub> O
ALCO 1	36,002	7087,354	11502,43256	531,95	1,77	1,3681	4750,17	32	0,0455	743	14,3622	14,4077	4,2	5,79
ALCO 2	37,988	7478,318	12136,94818	611,15	1,77	1,4216	4855,98	46	0,0654	743	14,3622	14,4276	4,2	5,98
ALCO 3	38,023	7485,208	12148,13047	575,15	1,77	1,3975	4954,56	17	0,0242	743	14,3622	14,3864	4,2	6,18
ALCO 4	38,588	7596,434	12328,64474	572,45	1,77	1,3957	4990,52	21	0,0298	743	14,3622	14,3920	4,2	6,38
ALCO 5	30,778	6058,957	9833,394518	591,8	1,77	1,4087	3978,66	30	0,0426	743	14,3622	14,4048	4,2	3,99
ALCO 6	37,627	7407,251	12021,61075	586,85	1,77	1,4054	4875,42	18	0,0256	743	14,3622	14,3878	4,2	5,99
ALCO 7	37,389	7360,399	11945,57111	540,95	1,77	1,3743	4954,42	24	0,0341	743	14,3622	14,3963	4,2	6,18

<sup>81</sup> Elaboración propia

## SOTE - ESTACIÓN LUMBAQUI

**Tabla 3.20** Determinación de la caída de presión en el silenciador. Estación Lumbaqui<sup>82</sup>

ESTACION LUMBAQUI														
CAÍDA DE PRESIÓN EN EL SILENCIADOR														
UNIDAD	$v_{gas}$		Q	T	A	Cr	Vs	P. estática		P. barométrica		Pa	C	$\Delta P_s$
	m/s	ft/min	ft <sup>3</sup> /min	°F	ft <sup>2</sup>	---	ft/min	mm H2O	PSI	mm Hg	PSI	PSI	---	in H2O
ALCO 1	27,909	5494,166	8916,765469	602,375	1,77	1,4158	3558,22	23	0,0327	684	13,2217	13,2544	4,2	2,99
ALCO 2	27,856	5483,732	8899,832273	598,1	1,77	1,4129	3558,63	24	0,0341	684	13,2217	13,2558	4,2	2,99
ALCO 3	44,391	8738,812	14182,66996	599,45	1,77	1,4138	5667,38	24	0,0341	684	13,2217	13,2558	4,2	7,58
ALCO 4	40,091	7892,314	12808,84462	636,35	1,77	1,4383	5031,53	30	0,0426	684	13,2217	13,2644	4,2	5,98
ALCO 5	47,664	9383,135	15228,37469	593,6	1,77	1,4099	6102,11	32	0,0455	684	13,2217	13,2672	4,2	8,80
ALCO 6	47,057	9263,641	15034,44167	619,475	1,77	1,4271	5951,76	40	0,0569	684	13,2217	13,2786	4,2	8,38
ALCO 7	41,776	8224,023	13347,19245	587,75	1,77	1,4060	5363,22	24	0,0341	684	13,2217	13,2558	4,2	6,79

<sup>82</sup> Elaboración propia

## SOTE - ESTACIÓN EL SALADO

**Tabla 3.21** Determinación de la caída de presión en el silenciador. Estación El Salado<sup>83</sup>

ESTACION EL SALADO														
CAÍDA DE PRESIÓN EN EL SILENCIADOR														
UNIDAD	$v_{gas}$		$Q$	$T$	$A$	$Cr$	$Vs$	$P. estática$		$P. barométrica$		$Pa$	$C$	$\Delta P_s$
	m/s	ft/min	ft <sup>3</sup> /min	°F	ft <sup>2</sup>	---	ft/min	mm H <sub>2</sub> O	PSI	mm Hg	PSI	PSI	---	in H <sub>2</sub> O
<b>ALCO 1</b>	37,09	7301,537	9261,501258	663,8	1,39	1,4562	4575,73	21	0,0298	656	12,6805	12,7103	4,2	4,74
<b>ALCO 2</b>	41,23	8116,538	10295,27357	651,2	1,39	1,4480	5115,23	20	0,0284	656	12,6805	12,7089	4,2	5,92
<b>ALCO 3</b>	32,78	6453,071	8185,279354	649,4	1,39	1,4468	4070,17	22	0,0313	656	12,6805	12,7117	4,2	3,75
<b>ALCO 4</b>	38,88	7653,917	9708,470448	681,8	1,39	1,4678	4758,60	30	0,0426	656	12,6805	12,7231	4,2	5,13
<b>ALCO 5</b>	40,63	7998,422	10145,4515	622,625	1,39	1,4292	5106,88	19	0,0270	656	12,6805	12,7075	4,2	5,90
<b>ALCO 6</b>	43,37	8537,818	10829,63897	661,55	1,39	1,4547	5355,84	23	0,0327	656	12,6805	12,7132	4,2	6,50
<b>ALCO 7</b>	47	9252,420	11736,06253	627,8	1,39	1,4326	5893,47	28	0,0398	656	12,6805	12,7203	4,2	7,87

<sup>83</sup> Elaboración propia

## SOTE - ESTACIÓN BAEZA

**Tabla 3.22** Determinación de la caída de presión en el silenciador. Estación Baeza<sup>84</sup>

ESTACION BAEZA														
CAÍDA DE PRESIÓN EN EL SILENCIADOR														
UNIDAD	$v_{gas}$		Q	T	A	Cr	Vs	P. estática		P. barométrica		Pa	C	$\Delta P_s$
	m/s	ft/min	ft <sup>3</sup> /min	°F	ft <sup>2</sup>	---	ft/min	mm H <sub>2</sub> O	PSI	mm Hg	PSI	PSI	---	in H <sub>2</sub> O
ALCO 1	42,137	8295,090	20429,90515	612,725	2,64	1,4227	5439,46	30	0,0426	604	11,6753	11,7180	4,2	6,18
ALCO 2	42,808	8427,183	20755,23601	610,7	2,64	1,4213	5531,31	21,6	0,0307	604	11,6753	11,7060	4,2	6,38
ALCO 3	41,752	8219,299	20243,2399	630,05	2,64	1,4341	5346,76	30	0,0426	604	11,6753	11,7180	4,2	5,97
ALCO 4	42,134	8294,499	20428,45062	614,3	2,64	1,4237	5435,09	32	0,0455	604	11,6753	11,7208	4,2	6,17
ALCO 5	41,473	8164,375	20107,96821	579,425	2,64	1,4004	5438,83	28	0,0398	604	11,6753	11,7151	4,2	6,17
ALCO 6	46,054	9066,190	22329,04221	577,85	2,64	1,3994	6044,17	32	0,0455	604	11,6753	11,7208	4,2	7,63
ALCO 7	42,173	8302,177	20447,35956	647,6	2,64	1,4456	5357,72	20	0,0284	604	11,6753	11,7037	4,2	5,98

<sup>84</sup> Elaboración propia

## SOTE - ESTACIÓN PAPALLACTA

**Tabla 3.23** Determinación de la caída de presión en el silenciador. Estación Papallacta<sup>85</sup>

ESTACION PAPALLACTA														
CAÍDA DE PRESIÓN EN EL SILENCIADOR														
UNIDAD	$v_{gas}$		Q	T	A	Cr	Vs	P. estática		P. barométrica		Pa	c	$\Delta P_s$
	m/s	ft/min	ft <sup>3</sup> /min	°F	ft <sup>2</sup>	---	ft/min	mm H2O	PSI	mm Hg	PSI	PSI	---	in H2O
ALCO 1	42,533	8373,046	20621,90369	614,75	2,64	1,4240	5485,41	21	0,0298	535,57	10,3526	10,3824	4,2	5,56
ALCO 2	41,701	8209,259	20218,51282	615,2	2,64	1,4243	5376,98	28	0,0398	535,57	10,3526	10,3924	4,2	5,35
ALCO 3	40,921	8055,708	19840,33388	662,225	2,64	1,4551	5164,68	27	0,0384	535,57	10,3526	10,3909	4,2	4,94
ALCO 4	42,781	8421,868	20742,1452	628,7	2,64	1,4332	5481,93	20	0,0284	535,57	10,3526	10,3810	4,2	5,56
ALCO 5	45,857	9027,409	22233,52779	629,15	2,64	1,4335	5874,87	26	0,0370	535,57	10,3526	10,3895	4,2	6,39
ALCO 6	42,421	8350,998	20567,60107	608,675	2,64	1,4200	5486,49	19	0,0270	535,57	10,3526	10,3796	4,2	5,57
ALCO 7	39,741	7823,413	19268,21702	595,175	2,64	1,4110	5172,65	19	0,0270	535,57	10,3526	10,3796	4,2	4,95

<sup>85</sup> Elaboración propia

## 3.2. EVALUACIÓN PRELIMINAR DEL DUCTO DE ESCAPE

### 3.2.1. CAÍDA DE PRESIÓN EN EL SISTEMA DE ESCAPE

La contrapresión total en el sistema de escape será de acuerdo a la ecuación [3 – 3] en las siguientes tablas se muestran las pérdidas de presión por cada motor y por cada estación. La última columna muestra la caída de presión total del sistema, la sección de tubería del turbocompresor hasta la entrada al silenciador; más la caída de presión en el silenciador y el segmento de tubería desde la salida del silenciador hasta el final de tubería, se muestran los datos de contrapresión en el sistema actual y en el sistema modificado; con la longitud implementada, es decir ocho diámetros de chimenea corriente abajo y dos diámetros de chimenea corriente arriba.

#### SOTE – ESTACIÓN LAGO AGRIO

Tabla 3.24 Caída de presión total. Estación Lago Agrio<sup>86</sup>

UNIDAD	$\Delta P_t$		$\Delta P_s$	$\Delta P_{tot}$		% $\Delta P_{tot}$ Por Aumento en tubería
	Actual	Modificado		Actual	Modificado	
	in H2O			in H2O		
ALCO 1	0,680	0,827	5,79	<b>6,470</b>	<b>6,618</b>	2,29%
ALCO 2	0,699	0,853	5,98	<b>6,678</b>	<b>6,832</b>	2,31%
ALCO 3	0,721	0,879	6,18	<b>6,901</b>	<b>7,060</b>	2,30%
ALCO 4	0,740	0,903	6,38	<b>7,125</b>	<b>7,288</b>	2,29%
ALCO 5	0,503	0,609	3,99	<b>4,494</b>	<b>4,599</b>	2,34%
ALCO 6	0,702	0,855	5,99	<b>6,687</b>	<b>6,841</b>	2,30%
ALCO 7	0,719	0,876	6,18	<b>6,904</b>	<b>7,061</b>	2,27%

<sup>86</sup> Elaboración propia

## SOTE - ESTACIÓN LUMBAQUI

Tabla 3.25 Caída de presión total. Estación Lumbaqui<sup>87</sup>

UNIDAD	$\Delta P_t$		$\Delta P_s$	$\Delta P_{tot}$		% $\Delta P_{tot}$ Por Aumento en tubería
	Actual	Modificado		Actual	Modificado	
	in H2O			in H2O		
ALCO 1	0,430	0,517	2,99	<b>3,419</b>	<b>3,507</b>	2,57%
ALCO 2	0,431	0,519	2,99	<b>3,422</b>	<b>3,509</b>	2,54%
ALCO 3	0,920	1,128	7,58	<b>8,504</b>	<b>8,712</b>	2,45%
ALCO 4	0,753	0,920	5,98	<b>6,734</b>	<b>6,901</b>	2,48%
ALCO 5	1,046	1,284	8,80	<b>9,845</b>	<b>10,083</b>	2,42%
ALCO 6	1,001	1,229	8,38	<b>9,380</b>	<b>9,608</b>	2,43%
ALCO 7	0,822	1,005	6,79	<b>7,613</b>	<b>7,797</b>	2,42%

## SOTE - ESTACIÓN EL SALADO

Tabla 3.26 Caída de presión total. Estación El Salado<sup>88</sup>

UNIDAD	$\Delta P_t$		$\Delta P_s$	$\Delta P_{tot}$		% $\Delta P_{tot}$ Por Aumento en tubería
	Actual	Modificado		Actual	Modificado	
	in H2O			in H2O		
ALCO 1	0,712	0,839	4,74	<b>5,452</b>	<b>5,579</b>	2,33%
ALCO 2	0,860	1,017	5,92	<b>6,784</b>	<b>6,940</b>	2,30%
ALCO 3	0,586	0,688	3,75	<b>4,337</b>	<b>4,439</b>	2,35%
ALCO 4	0,763	0,901	5,13	<b>5,895</b>	<b>6,033</b>	2,34%
ALCO 5	0,855	1,010	5,90	<b>6,759</b>	<b>6,913</b>	2,28%
ALCO 6	0,933	1,104	6,50	<b>7,429</b>	<b>7,600</b>	2,30%
ALCO 7	1,072	1,270	7,87	<b>8,942</b>	<b>9,140</b>	2,21%

<sup>87</sup> Elaboración propia

<sup>88</sup> Elaboración propia

## SOTE - ESTACIÓN BAEZA

Tabla 3.27 Caída de presión total. Estación Baeza<sup>89</sup>

UNIDAD	$\Delta P_t$		$\Delta P_s$	$\Delta P_{tot}$		% $\Delta P_{tot}$ Por Aumento en tubería
	Actual	Modificado		Actual	Modificado	
	in H2O			in H2O		
ALCO 1	0,644	0,844	6,18	<b>6,820</b>	<b>7,020</b>	2,93%
ALCO 2	0,664	0,872	6,38	<b>7,044</b>	<b>7,251</b>	2,94%
ALCO 3	0,626	0,820	5,97	<b>6,593</b>	<b>6,787</b>	2,94%
ALCO 4	0,645	0,846	6,17	<b>6,812</b>	<b>7,013</b>	2,95%
ALCO 5	0,646	0,846	6,17	<b>6,819</b>	<b>7,019</b>	2,93%
ALCO 6	0,771	1,015	7,63	<b>8,398</b>	<b>8,642</b>	2,91%
ALCO 7	0,646	0,847	5,98	<b>6,631</b>	<b>6,832</b>	3,03%

## SOTE - ESTACIÓN PAPALLACTA

Tabla 3. 28 Caída de presión total. Estación Papallacta<sup>90</sup>

UNIDAD	$\Delta P_t$		$\Delta P_s$	$\Delta P_{tot}$		% $\Delta P_{tot}$ Por Aumento en tubería
	Actual	Modificado		Actual	Modificado	
	in H2O			in H2O		
ALCO 1	0,656	0,860	5,56	<b>6,221</b>	<b>6,425</b>	3,28%
ALCO 2	0,636	0,832	5,35	<b>5,988</b>	<b>6,184</b>	3,27%
ALCO 3	0,595	0,778	4,94	<b>5,532</b>	<b>5,715</b>	3,31%
ALCO 4	0,655	0,858	5,56	<b>6,212</b>	<b>6,415</b>	3,27%
ALCO 5	0,736	0,968	6,39	<b>7,124</b>	<b>7,355</b>	3,24%
ALCO 6	0,657	0,861	5,57	<b>6,223</b>	<b>6,427</b>	3,28%
ALCO 7	0,587	0,767	4,95	<b>5,534</b>	<b>5,714</b>	3,25%

<sup>89</sup> Elaboración propia

<sup>90</sup> Elaboración propia

### 3.2.2. ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS

Comparando los datos calculados de contrapresión total en los ductos modificados (tablas 3.24 a 3.28) con las recomendaciones dadas por el fabricante en la que sugiere que el diseño de todo el sistema de escape se lo deberá realizar con una sobrepresión máxima de 15" de H<sub>2</sub>O<sup>91</sup>, pero por motivos de seguridad ya sea por factores imprevistos como una sobrecarga en el motor, rugosidad de la tubería, etc. El diseño se recomienda que se lo realice con una contrapresión de 10" a 12" H<sub>2</sub>O.

Según los datos calculados de la contrapresión, se tiene que no hay problema en ninguna estación, en la estación de Lago Agrio la máxima contrapresión es de 7,288 in H<sub>2</sub>O, en la estación de Lumbaqui se alcanza una contrapresión de 10,083 in H<sub>2</sub>O, en la estación El Salado se alcanza una contrapresión de 9,140 in H<sub>2</sub>O, en la estación de Baeza la contrapresión es de 8,642 in H<sub>2</sub>O, en la estación de Papallacta la contrapresión es de 7,355 in H<sub>2</sub>O, todos estos valores están por debajo de lo que recomienda el fabricante que es una contrapresión de hasta 12 in H<sub>2</sub>O.

Para establecer cuanto se pierde en potencia, rendimiento, consumo de combustible y trabajo en los motores, debido a la caída de presión en el escape al incrementar la longitud de los ductos se realizará la simulación del ciclo termodinámico del motor, acercándonos los más real posible a las condiciones de operación de los motores ALCO que funcionan en las estaciones de bombeo del SOTE sector Oriente. El procedimiento que se utilizará se detalla en el capítulo IV.

---

<sup>91</sup> FAIRBANKS MORSE ALCO ENGINES, Exhaust equipment FM/ALCO Stationary Engines, 1995, (ANEXO D)

## **CAPÍTULO IV**

### **EVALUACIÓN FINAL DEL DUCTO DE ESCAPE**

#### **4.1. ANÁLISIS DEL IMPACTO DE LA NUEVA CONFIGURACIÓN EN EL DUCTO DE ESCAPE DEL MOTOR ALCO.**

Para el análisis se efectuará la modelización del ciclo termodinámico del motor ALCO. Una vez realizado dicho modelo se efectuará un estudio sobre el impacto en el funcionamiento del motor.

Se resolverán numéricamente las ecuaciones diferenciales del modelo de ciclo termodinámico, para obtener la evolución de la presión en el interior del cilindro a lo largo de un ciclo, lo que permitirá obtener las actuaciones del motor.

El modelo a realizar se basa principalmente en la ecuación de la conservación de la energía. Para obtener la evolución de la presión en el interior del cilindro en función del ángulo de giro del cigüeñal, también se emplean las ecuaciones conservativas de masa y energía, así como algunas relaciones empíricas que sirven para describir ciertos aspectos cuya modelización es demasiado compleja o inabordable desde un punto de vista práctico.

##### **4.1.1. MODELIZACIÓN DEL CICLO TERMODINÁMICO**

Se va a realizar la simulación termodinámica del ciclo de trabajo del motor diesel. El objetivo es la obtención del ciclo, representando la presión frente al volumen del cilindro con el fin de cuantificar la pérdida en potencia, rendimiento y consumo de combustible por causa del nuevo redimensionamiento en los ductos de escape en los 35 motores de bombeo ALCO sector oriente. La simulación del ciclo se hará en Microsoft Excel con la interfaz Visual Basic.

El ciclo que se va a simular es el ciclo de aire con adición progresiva de calor. Se considera el fluido como un gas ideal.

#### **4.1.1.1. Efecto de la contrapresión ( $\Delta P_{tot}$ ) en la operación del motor diesel y su representación en la modelización del ciclo termodinámico**

El efecto de la contrapresión en la operación del motor diesel se ve afectado por cuanto el motor debe trabajar más para expulsar los gases producto de la combustión en el cilindro. En el turbocompresor las relaciones de presión en el compresor y la turbina disminuye, lo que reduce el flujo de masa de aire a través de estos componentes y por lo tanto el aire disponible para el motor. Al mismo tiempo, el flujo de combustible debe aumentar para proporcionar la energía adicional necesaria para compensar la potencia pérdida.

La presión en el escape aumenta por causa de la contrapresión, debido a la mayor potencia necesaria para superar el trabajo adicional de bombeo. Estas nuevas fluctuaciones de presión, aumentan la temperatura máxima y también reduce el trabajo en el ciclo térmico del motor. Estos efectos conducen a un mayor desgaste y menor fiabilidad, lo que puede causar fallas térmicas.<sup>92</sup>

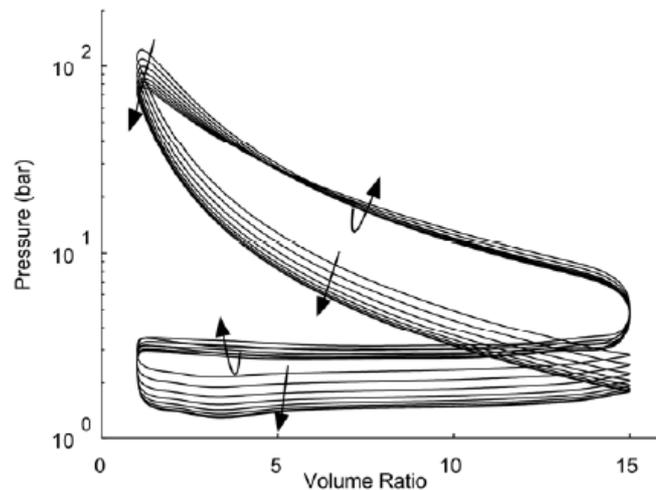
Lo que se busca proporcionar con la simulación es una herramienta para investigar el comportamiento de los motores ALCO cuando se realice el nuevo redimensionamiento en los ductos de escape.

La Figura 4.1 muestra el diagrama presión-volumen para el cilindro para varias contrapresiones. Hay varios efectos que se puede observar en esta figura. El aumento de tamaño del bucle de bombeo a medida que aumenta la contrapresión, debido al trabajo adicional realizado por el pistón en el cilindro durante la carrera de escape. Esto representa el trabajo extra que debe realizar el motor a medida que aumenta la contrapresión, además de mantener la potencia de operación. La presión mínima del ciclo se reduce, debido a la reducción de la presión en el compresor a medida que aumenta la contrapresión (Figura 4.2). La presión en la carrera de admisión se incrementa con el aumento de la contrapresión, por causa del trabajo extra que requiere el motor, aunque la presión de ciclo máximo

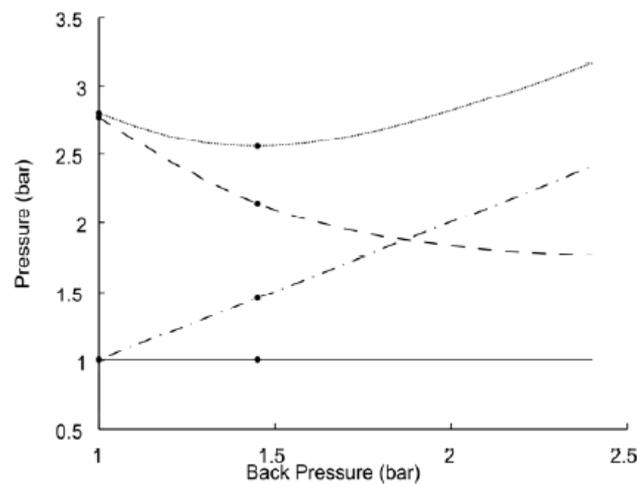
---

<sup>92</sup> PETER HIELD, The Effect of Back Pressure on the Operation of a Diesel Engine, Maritime platforms division, february 2011, pg 6

disminuye (debido a la baja relación de presión del compresor). El gradiente de presión durante el proceso de combustión también disminuye con el aumento de la contrapresión. Esto se debe al aumento de tiempo en la combustión que se produce debido a la disminución de la presión máxima del cilindro.



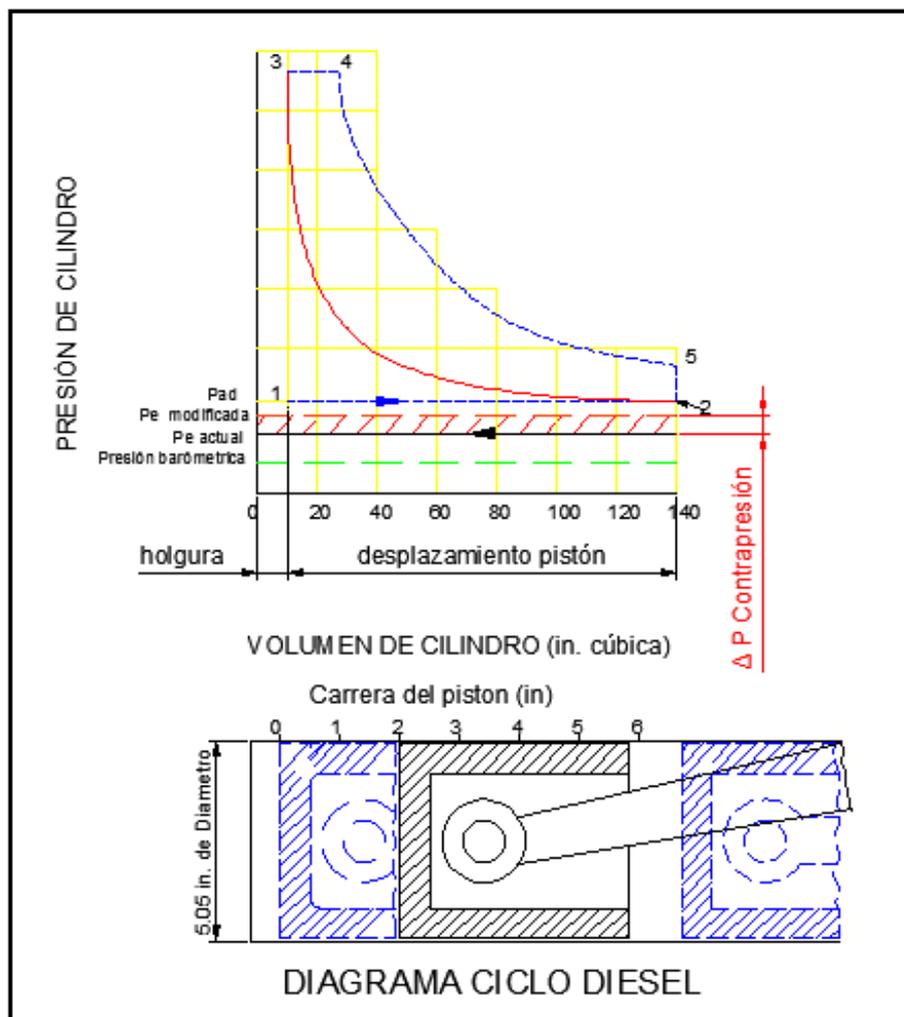
**Figura 4.1** Diagrama P-V, para varias contrapresiones, se muestra el efecto de la contrapresión en el ciclo diesel.<sup>93</sup>



**Figura 4.2** Presión en el turbocompresor en función de la contrapresión; en el compresor a la entrada (—), a la salida del compresor (— · — · —), a la entrada de la turbina (· · · · ·), a la salida de la turbina (· — · — ·).<sup>94</sup>

<sup>93</sup> PETER HIELD, The Effect of Back Pressure on the Operation of a Diesel Engine, Maritime platforms division, february 2011, pg 6

La presión perdida es representada mediante el  $\Delta P_{tot}$  (Figura 4.3). Este valor dependerá de los resultados obtenidos en la sección 3.2.1.



**Figura 4.3** Efecto de la contrapresión en el ciclo diesel<sup>95</sup>

Estos valores variarán de acuerdo a la ecuación: (sección 4.2.5.1.4.)

$$P_e = 0,9 * P_{ad} + \Delta P_{tot}$$

[4 – 1]

<sup>94</sup> PETER HIELD, The Effect of Back Pressure on the Operation of a Diesel Engine, Maritime platforms division, february 2011, pg 7

<sup>95</sup> CAIZA PABLO; Influencia del emplazamiento del tubo de escape de los buses del distrito metropolitano de Quito en la potencia y el ambiente; 2007. Elaboración Propia.

Donde:

$P_e$  = Presión de escape [Pa]

$P_{ad}$  = Presión de admisión

$\Delta P_{tot}$  = Caída de presión total del sistema de escape [Pa]

Para la simulación primero se calculan las prestaciones del motor con la contrapresión ( $\Delta P_{tot}$ ) actual, luego el programa simulará con la contrapresión calculada para el sistema modificado. Estos resultados se los compara y se obtendrán las pérdidas en potencia, rendimiento y consumo de combustible.

La tabla 4.1 muestra los valores de la contrapresión actual y modificada calculada en la sección 3.2.1. para cada una de las estaciones.

**Tabla 4.1** Valores de contrapresión calculados actual y modificado en los motores ALCO en cada una de la estaciones de bombeo del SOTE, sector oriente<sup>96</sup>

	Lago Agrio		Lumbaqui		El Salado		Baeza		Papallacta	
	Contrapresión		Contrapresión		Contrapresión		Contrapresión		Contrapresión	
	$\Delta P_{tot}$		$\Delta P_{tot}$		$\Delta P_{tot}$		$\Delta P_{tot}$		$\Delta P_{tot}$	
	Pulg de H <sub>2</sub> O		Pulg de H <sub>2</sub> O		Pulg de H <sub>2</sub> O		Pulg de H <sub>2</sub> O		Pulg de H <sub>2</sub> O	
	Actual	Modificado								
ALCO 1	6,470	6,618	3,419	3,507	5,452	5,579	6,820	7,020	6,221	6,425
ALCO 2	6,678	6,832	3,422	3,509	6,784	6,940	7,044	7,251	5,988	6,184
ALCO 3	6,901	7,060	8,504	8,712	4,337	4,439	6,593	6,787	5,532	5,715
ALCO 4	7,125	7,288	6,734	6,901	5,895	6,033	6,812	7,013	6,212	6,415
ALCO 5	4,494	4,599	9,845	10,083	6,759	6,913	6,819	7,019	7,124	7,355
ALCO 6	6,687	6,841	9,380	9,608	7,429	7,600	8,398	8,642	6,223	6,427
ALCO 7	6,904	7,061	7,613	7,797	8,942	9,140	6,631	6,832	5,534	5,714

<sup>96</sup> Elaboración propia

#### 4.1.1.2. Hipótesis del modelo termodinámico

Para la simulación del ciclo real, se consideran las siguientes hipótesis:

- 1) Ciclo de aire con adición progresiva de calor.
- 2) Combustión progresiva con 2 leyes de liberación de calor (premezcla y difusión)
- 3) Simulación de las pérdidas de calor.
- 4) Gamma variable.
- 5) Apertura y cierre de válvulas instantánea.
- 6) Condiciones de presión de admisión y escape impuestas por la sobrealimentación y poseenfriamiento.
- 7) Simulación del Retraso al Cierre de la Admisión (RCA)
- 8) Simulación de existencia de gases residuales.

## 4.2. SIMULACIÓN DEL CICLO TERMODINÁMICO

### 4.2.1. DESCRIPCIÓN DEL SISTEMA

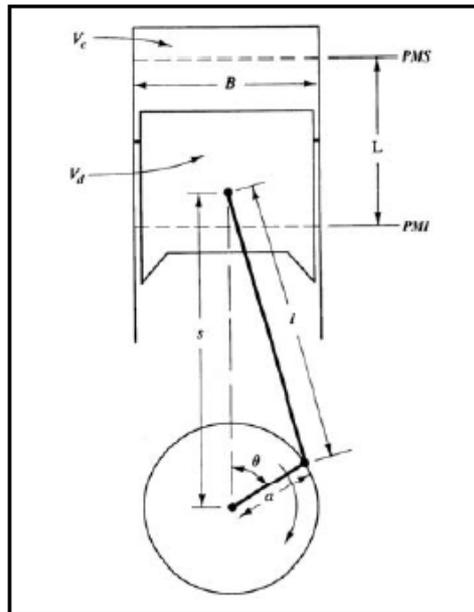
Se definen los parámetros básicos de nuestros motores, los cuales se muestran en la tabla 4.2:

**Tabla 4.2** Parámetros de los motores ALCO sector Oriente<sup>97</sup>

Parámetros	Descripción del sistema		
Nº de cilindros	12	16	18
Calibre (m)	0,2286	0,2286	0,2286
Carrera (m)	0,2667	0,2667	0,2667
Longitud de la biela (m)	0,404012	0,404012	0,404012
Relación de compresión geométrica	11,5:1	11,5:1	11,5:1

<sup>97</sup> Fairbanks Morse Manual for PETROECUADOR ALCO 12, 16 ,18 Cylinders

#### 4.2.2. PROPIEDADES GEOMÉTRICAS DEL MOTOR



**Figura 4.4** Geometría del cilindro, pistón, biela, y cigüeñal donde  $B =$  diámetro,  $L_{\text{pistón}} =$  carrera,  $l =$  longitud de la biela,  $a =$  radio del cigüeñal,  $\theta =$  ángulo del cigüeñal.<sup>98</sup>

Los siguientes parámetros definen la geometría básica del motor (figura 4.4):

- Relación de compresión  $r_c$  :

$$r_c = \frac{\text{Volumen máximo del cilindro}}{\text{Volumen mínimo del cilindro}} = \frac{V_d + V_c}{V_c} \quad [4 - 2]$$

Donde:

$V_d =$  es el volumen desplazado o barrido [ $\text{m}^3$ ]

$V_c =$  es el volumen muerto o volumen de la cámara de combustión. [ $\text{m}^3$ ]

- Relación biela – carrera:

$$\varphi = \frac{l}{L_{\text{pistón}}} \quad [4 - 3]$$

Donde:

$l =$  longitud de la biela [m]

<sup>98</sup> HEYWOOD JOHN B., Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw-Hill, 1988, EEUU, pg 44

$L_{pistón}$  = carrera del pistón [m]

- La carrera y la manivela están relacionados por:

$$L_{pistón} = 2a \quad [4 - 4]$$

Donde:

$a$  = radio del cigüeñal [m]

- Volumen en función del ángulo del cigüeñal

El volumen del cilindro  $V$  en cualquier posición  $\theta$  es<sup>99</sup>:

$$V(\theta) = V_c + \frac{\pi B^2}{4} (l + a - s)$$

$$s = a \cos \theta + (l^2 - a^2 \text{Sen}^2 \theta)^{1/2}$$

$$V(\theta) = V_c + \frac{\pi B^2}{4} [l + a - (a \cos \theta + (l^2 - a^2 \text{Sen}^2 \theta)^{1/2})] \quad [4 - 5]$$

Donde:

$V(\theta)$  = Volumen en función del cigüeñal [m<sup>3</sup>]

$B$  = diámetro del cilindro

$s$  = distancia entre el eje del cigüeñal y el eje de la clavija del pistón (Figura 4.4)

### 4.2.3. TERMOQUÍMICA DE LAS MEZCLAS AIRE – COMBUSTIBLE Y PROPIEDADES DE LOS FLUIDOS DE TRABAJO

#### 4.2.3.1. Revisión del modelo de gas ideal

Los fluidos de trabajo en los motores diesel se pueden tratar como gases ideales, esto permite entonces plantear la ley general de los gases ideales:

$$PV = mR_g T$$

$$PV = m \frac{R_u}{M_g} T$$

<sup>99</sup> HEYWOOD JOHN B., Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw-Hill, 1988, EEUU, pg 43 - 44

$$PV = nR_u T$$

Donde:

$P$  = presión

$V$  = volumen

$M$  = masa del gas

$R_g$  = constante del gas ( $J/kg - K$ )

$T$  = temperatura absoluta

$R_u$  = constante universal de los gases ( $8.3143 J/Mol - K$ )

$M$  = peso molecular

$n$  = número de moles del gas.

#### 4.2.3.2. Propiedades termodinámicas de los gases ideales

Para un gas ideal se cumple que la energía interna específica  $u$ , y la entalpía específica  $h$  son únicamente funciones de la temperatura:

$$u = u(T) \quad [4 - 6]$$

$$h = h(T) \quad [4 - 7]$$

Siendo  $h = u + pv$

Los calores específicos a volumen y a presión constante,  $C_v$  y  $C_p$ , para un gas ideal están definidos por:

$$C_v = \left( \frac{\partial u}{\partial T} \right)_v = \frac{du}{dT}$$

$$C_p = \left( \frac{\partial h}{\partial T} \right)_p = \frac{dh}{dT}$$

$$h = u + PV$$

$$\frac{dh}{dT} = \frac{du}{dT} + \left\{ P \frac{dV}{dT} + V \frac{dP}{dT} \right\}$$

Donde el término entre corchetes es igual a  $R_g$ :

$$PV = R_g T$$

$$\frac{d(PV)}{dT} = R_g$$

$$P \frac{dV}{dT} + V \frac{dP}{dT} = R_g \quad [4 - 8]$$

Utilizando las ecuaciones anteriormente mencionadas, se puede obtener la siguiente ecuación que determina la relación de calores específicos.

$$C_p - C_v = R_g \quad [4 - 9]$$

La relación de calores específicos,  $\gamma$  se define como:

$$\gamma = \frac{C_p}{C_v} \quad [4 - 10]$$

#### 4.2.3.3. Composición del aire y los combustibles

##### ➤ Aire

En los motores usualmente se quema el combustible con aire. El aire seco es una mezcla que tiene una composición representativa por volumen de 20.95% de oxígeno, 78.09% de nitrógeno, 0.93% de argón, y algunas trazas de CO<sub>2</sub>, neón, helio, metano y otros gases (tabla 4.3).

**Tabla 4.3** Composición elemental del aire en volumen y en peso<sup>100</sup>

Aire	% en volumen		% en peso	
	Real	Uso	Real	Uso
N <sub>2</sub>	78,085	79	75,45	76,8
O <sub>2</sub>	20,946	21	23,2	23,2
Ar	0,934	0	1,3	0
CO <sub>2</sub>	0,035	0	0,05	0
Peso molecular (Kg/Kmol)			28,962	29

<sup>100</sup> ERIKSSON L., ANDERSSON I. An Analytic Model for Cylinder Pressure in a Four Stroke SI Engine. Society of Automotive Engineers, Inc, 2002, p. 125–126.

➤ Combustible

Una de las propiedades más importantes del combustible es su poder calorífico inferior, que indica el poder calorífico de un combustible sin tener en cuenta el calor latente de vaporización que se obtendría al condensar el vapor de agua que se produce en la combustión. A continuación se muestran las propiedades del combustible:

Crudo combustible que se utiliza es<sup>101</sup> = 29° API

Gravedad específica:

$$SG_{combustible} = \frac{141,5}{131,5+29^{\circ}API} = 0,88162 \quad [4 - 11]$$

Poder calórico superior:

$$Q_{sup} = 22230 - 3780(SG_{combustible})^2 \quad [4 - 12]$$

$$Q_{sup} = 19291,98 \left[ Btu/lb \text{ comb} \right]$$

Calor de vaporización:

$$Q_{vap} = 9450 \frac{Btu}{lb H_2} * (0,26 - 0,15 * SG_{combustible}) \frac{lb H_2}{lb \text{ comb}} \quad [4 - 13]$$

$$Q_{vap} = 1207,304 \left[ Btu/lb \text{ comb} \right]$$

Poder calórico inferior del combustible<sup>102</sup>:

$$Q_l = Q_{sup} - Q_{vap} \quad [4 - 14]$$

$$Q_l = 18084,68 \left[ Btu/lb \text{ comb} \right]$$

Poder calórico inferior del combustible  $Q_l = 40171661 [J/Kg]$

Índice de Cetano<sup>103</sup>  $CN = \text{esta entre } 45 - 55$ ; se escoge un valor intermedio de  $CN = 50$

<sup>101</sup> SOTE, Intendencia de operaciones, coordinación de mantenimiento

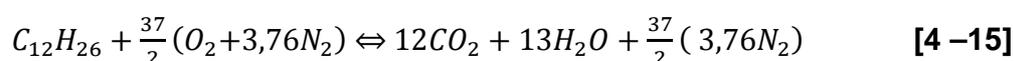
<sup>102</sup> ING. BAHAMONDE, Diseño de sistemas energéticos, 2010, ecuaciones de la [4-11] a [4-14]

<sup>103</sup> SOTE, Intendencia de operaciones, Laboratorio de análisis químico

El índice de cetano representa la capacidad de inflamación del combustible, cuanto más alto sea más rápido se inflama el combustible y por lo tanto el retraso a la autoignición es menor.

#### 4.2.3.4. Combustión estequiométrica

El combustible utilizado es Diesel con fórmula empírica  $C_{12}H_{26}$ .<sup>104</sup> La masa molecular de este combustible es 170 kg /kmol. La reacción completa de oxidación es la siguiente:



Para calcular la Relación Aire–Combustible (RAC) se procede a multiplicar la ecuación [4 – 15] por las masas moleculares de cada componente:  $M(C)=12$  kg/kmol,  $M(O_2)=32$  kg/kmol,  $M(H)=1$  kg/kmol,  $M(N_2)= 28$  kg/kmol. De esta forma:

$$\frac{m_{aire}}{m_{combustible}} = \frac{\frac{37}{2} * (4,76) kmol \text{ aire} * 28,97 \frac{kg \text{ aire}}{kmol \text{ aire}}}{26 + (12 * 12) kg \text{ combustible}} = 15 \left[ \frac{kg \text{ aire}}{kg \text{ combustible}} \right] \quad [4 - 16]$$

La RAC, entonces 15 kg aire/kg de combustible.

#### ➤ Dosado

El dosado ( $F$ ) representa la relación existente entre la cantidad de masa de combustible y la de aire.

$$F = \frac{m_{combustible}}{m_{aire}} = \frac{m_{comb}}{m_a} \left[ \frac{kg \text{ combustible}}{kg \text{ aire}} \right] \quad [4 - 17]$$

Donde  $m_{comb}$  es la masa de combustible y  $m_a$  la masa de aire. En el presente estudio se utilizará el llamado dosado estequiométrico ( $F_{est}$ ) que corresponde a una reacción con aire estequiométrico, es decir, el necesario para realizar una combustión completa. Se define como:

<sup>104</sup> CENGEL Y., BOLES M., Termodinámica, 6ª edición, Mcgraw Hill, México, 2006, pg 944

$$F_{est} = \left[ \frac{m_{comb}}{m_a} \right]_{est} = \frac{1}{15} = 0,067$$

Sabiendo que en los motores de ciclo diesel, se tiende a maximizar la cantidad de aire introducido en el cilindro, se tiene que el dosado determina la cantidad de aire que se inyecta en el cilindro.

El dosado viene determinado por el dosado estequiométrico ( $F_{est}$ ) y por el dosado relativo ( $F_R$ ), por lo que para obtener una buena combustión evitando hidrocarburos inquemados y mezclas excesivamente pobres, se pone como límites, de 0,2 a 0,8 para el dosado relativo.<sup>105</sup>

$$F = F_R * F_{est}$$

$$F_R = 0,7 \text{ a } 0,8$$

Para realizar los cálculos durante la modelización se ha utilizado un dosado relativo de 0,6.

$$F_R = \frac{F}{F_e} = \frac{1}{\lambda} \quad [4 - 18]$$

Donde  $\lambda$  representa la riqueza o la pobreza de la mezcla, respectivamente. Dependiendo de los valores que adopte el dosado relativo se puede hablar de mezclas pobres, ricas y estequiométricas (tabla 4.4).

**Tabla 4.4** Resumen de los tipos de mezcla<sup>106</sup>

$F_R$	$\lambda$	Tipo de mezcla
<1	>1	Pobre
=1	=1	Estequiométrica
>1	<1	Rica

<sup>105</sup> AGUDELO JOHN R., Motores térmicos, Tomo 1, Universidad de Antioquia, pg 75

<sup>106</sup> AGUDELO JOHN R., Motores térmicos, Tomo 1, Universidad de Antioquia, pg 75

### 4.2.3.5. Propiedades de los fluidos de trabajo

#### 4.2.3.5.1. Cálculo de las propiedades

Cuando se requiere realizar cálculos bastante precisos para determinar la composición y las propiedades de los gases sin quemar durante todo el ciclo de operación del motor se pueden emplear rutinas para computador. Los modelos más completos se basan en ajustes polinomiales de curvas de datos termodinámicos para cada especie en la mezcla con las siguientes hipótesis: (1) la mezcla sin quemar no varía de composición y (2) que la mezcla quemada está en equilibrio químico.

#### 4.2.3.5.2. Aire, Cálculo de $C_{p,a}(T)$

El aire utilizado se supone que es seco aunque en la realidad siempre contiene un porcentaje de vapor de agua. Para realizar el cálculo del calor molar a presión constante del aire ( $C_{p,a}(T)$ ) se utilizan los ajustes polinómicos llamados "NASA equilibrium program" extraídos a partir de las llamadas tablas "JANAF thermodynamics tables" donde se recogen para un gran número de sustancias las propiedades molares en función de la temperatura. El ajuste correspondiente al calor molar a presión constante se realiza con un polinomio de cuarto grado. La ecuación utilizada es<sup>107</sup>:

$$\frac{C_{p,a}(T)}{R_u} = a_1 + a_2 * T + a_3 * T^2 + a_4 * T^3 + a_5 * T^4 \quad [4 - 19]$$

Donde:

$C_{p,a}(T)$  = Calor específico del aire [J/ (mol – K)]

$T$  = Temperatura absoluta [K]

<sup>107</sup> HEYWOOD JOHN B., Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw-Hill, 1988, EEUU, pg 130

Los coeficientes  $a_i$  son los mostrados en la Tabla 4.5

**Tabla 4.5** Coeficientes polinómicos NASA para el aire<sup>108</sup>

	<b>a<sub>1</sub></b>	<b>a<sub>2</sub></b>	<b>a<sub>3</sub></b>	<b>a<sub>4</sub></b>	<b>a<sub>5</sub></b>
<b>T&lt;1000 K</b>	3,5683962	-6,7872943*10 <sup>-4</sup>	1,5537148*10 <sup>-6</sup>	-3,2993706*10 <sup>-12</sup>	-4,6639539*10 <sup>-13</sup>
<b>T&gt;1000 K</b>	3,0879272	1,2459718*10 <sup>-3</sup>	-4,2371895*10 <sup>-7</sup>	6,7477479*10 <sup>-11</sup>	-3,9707697*10 <sup>-15</sup>

#### 4.2.3.5.3. Combustible, cálculo de $C_{p,comb}(T)$ .

El cálculo del calor molar a presión constante del diesel ( $C_{p,comb}(T)$ ) en fase vapor se realiza de manera similar al del aire, utilizando la siguiente ecuación<sup>109</sup>:

$$C_{p,comb}(T) = A_1 + A_2 * \left(\frac{T}{1000}\right) + A_3 * \left(\frac{T}{1000}\right)^2 + A_4 * \left(\frac{T}{1000}\right)^3 + A_5 * \left(\frac{1000}{T}\right)^2 \quad [4 - 20]$$

Donde:

$C_{p,comb}(T)$  = Calor específico del combustible [cal/(mol·K).]

$T$  = Temperatura absoluta [K]

Los coeficientes  $A_i$  son los mostrados en la Tabla 4.5.

**Tabla 4.6** Coeficientes polinómicos NASA para el diesel<sup>110</sup>

	<b>A<sub>1</sub></b>	<b>A<sub>2</sub></b>	<b>A<sub>3</sub></b>	<b>A<sub>4</sub></b>	<b>A<sub>5</sub></b>
<b>Diesel</b>	-9.1063	246.97	-143.74	32.329	0.0518

<sup>108</sup> HEYWOOD JOHN B., Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw-Hill, EEUU, pg 131

<sup>109</sup> HEYWOOD JOHN B., Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw-Hill, EEUU, pg 132

<sup>110</sup> HEYWOOD JOHN B., Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw-Hill, EEUU, pg 133

## 4.2.4. CICLOS DE TRABAJO TEÓRICOS Y REALES

### 4.2.4.1. Ciclos teóricos

Es usual iniciar el estudio de estos ciclos haciendo el mayor número de simplificaciones posibles, dejando por fuera todas las irregularidades del ciclo real. Esto permite determinar el comportamiento de una gran cantidad de variables presentes en el funcionamiento del motor real de un modo cualitativo y simple.

Este método no permitirá obtener resultados numéricos válidos, pero sí muestra las tendencias de comportamiento de las variables, de una manera muy definida dentro del complicado panorama del funcionamiento real. Las simplificaciones más significativas son:

1. Suponer todos los procesos reversibles.
2. Reemplazar el proceso de combustión por uno de aportación de calor reversible.
3. Regreso a las condiciones iniciales, después de la expansión, mediante un proceso reversible de enfriamiento.
4. Suponer un fluido ideal realizando el ciclo. Es decir, que permanezca su composición química estable, que su calor específico permanece constante durante el proceso. Para nuestro caso se supone que el proceso se realiza con aire ideal, por ser el elemento más común entre los constituyentes del fluido de trabajo empleado.

Un ciclo se conoce con el nombre de “Ciclo de Aire ideal”; y según los procesos del ciclo, se habla entonces, del ciclo ideal de aire *OTTO*, ciclo ideal de aire *DIESEL*. El análisis detallado de estos ciclos ideales, indicará cómo es el comportamiento entre el rendimiento del ciclo dependiendo de características como la relación de compresión y de expansión, además, la forma como varía el rendimiento con la cantidad de calor aportado, o si permanece constante en este

caso, según el ciclo, y también su relación con el método empleado para la aportación y rechazo de calor.

Esta aproximación no permite cuantificar de manera precisa las variables del ciclo, debido a que en la realidad ocurren una serie de transformaciones físicas y químicas en el fluido de trabajo cuya actuación conjunta es difícil de determinarse mediante métodos analíticos. Sin embargo es posible acercarse al análisis en grado considerable a la situación real mediante cálculos más refinados. Esto implicará tener en consideración elementos como:

1. La variación de los calores específicos con la temperatura en cada proceso
2. La variación en la composición del o de los fluidos durante la combustión (equilibrio químico y disociación, etc.)
3. El hecho de que las mezclas pobres (con exceso de aire) son más eficientes, y las ricas (defecto de aire) son las que proporcionan la máxima potencia.
4. Considerar las pérdidas de calor por conducción, convección según el momento del ciclo.
5. Además, el diferenciar si el combustible está presente al iniciar el ciclo o si solo aparece después de iniciado el proceso, etc.

#### **4.2.4.2. Relaciones termodinámicas para los diferentes procesos en motores**

Una vez simulado el motor todos los parámetros importantes de funcionamiento que se pueden determinar con análisis de su ciclo termodinámico son:

##### *Trabajo indicado*

Una vez que se han calculado los estados de los diferentes procesos del ciclo termodinámico se está en condiciones de poder calcular el trabajo que se desprende del ciclo termodinámico. El área situada por debajo de una línea

térmica en coordenadas P–V es igual al trabajo realizado durante la transformación definida por dicha línea. En un plano P–V, por definición<sup>111</sup>:

$$W_{ciclo} = \oint P dV \quad [4 - 20]$$

El cálculo del trabajo mediante esta integral es demasiado complejo ya que supondría la deducción de las ecuaciones matemáticas de las curvas de todos los procesos y su posterior integración. Para simplificar el cálculo se aplicará la definición de diferencial sobre el diagrama P–V, subdividiéndolo en rectángulos que tienen como base un incremento de volúmenes ( $dV$ ) y como altura un promedio de presiones ( $P_{media}$ ). El área de cada uno de estos rectángulos corresponde al diferencial de trabajo ( $dw$ ) obtenido en cada una de estas divisiones. Dichas subdivisiones se realizan con una precisión de 1° de cigüeñal. Para ser coherentes con el signo de cada  $dw$  se decide seguir el siguiente criterio: el  $dV$  será siempre igual a la resta del volumen correspondiente al ángulo más alto de la subdivisión con el volumen correspondiente al ángulo más bajo de la misma. De este modo se obtiene la expresión deseada:

$$\Delta w_{\theta} = P_{media} * \Delta V = \frac{1}{2}(P_{\theta} + P_{\theta+1}) * (V_{\theta+1} - V_{\theta}) \quad [4 - 21]$$

Con el criterio antes explicado los signos del trabajo son los correctos. En coordenadas P–V, cuando el proceso se realiza de izquierda a derecha, tal como ocurre en la carrera de compresión, el trabajo es realizado sobre la sustancia y se considera negativo. En este caso el signo es correcto puesto que  $V_{\theta+1} < V_{\theta}$ . Cuando el proceso se efectúa de derecha a izquierda, como en la expansión, el trabajo es realizado por el fluido motor considerándose positivo. En dicho caso el signo también es correcto ya que  $V_{\theta+1} > V_{\theta}$

De este modo el trabajo de compresión ( $W_{comp}$ ) se calcula de la siguiente manera:

$$W_{comp}(-) = \sum_{\theta=RCA}^{\theta=360} \Delta w_{\theta}$$

<sup>111</sup> AGUDELO JOHN R., Motores térmicos, Tomo 1, Universidad de Antioquia, Ecuaciones [4-20] a [4-30], pg 45, 46, 47, 48, 49, 50

[4 – 22]

De igual forma, el trabajo de expansión ( $W_{exp}$ ):

$$W_{exp}(+) = \sum_{\theta=361}^{\theta=539} \Delta w_{\theta}$$

[4 – 23]

Resumiendo, el trabajo total del ciclo vendrá determinado por la suma de todos los diferenciales de trabajo calculados, cada uno con su signo correspondiente.

$$W_i = \sum_{\theta=0}^{\theta=720} \Delta w_{\theta}$$

[4 – 24]

#### 4.2.4.2.1. Determinación del rendimiento térmico y presión media indicada

El rendimiento térmico del ciclo ( $\eta_i$ ) se calcula como el cociente entre el trabajo de ciclo ( $W_i$ ) y el calor introducido al ciclo termodinámico ( $Q_c$ ):

$$\eta_i = \frac{W_i}{Q_c} = \frac{W_i}{m_{comb} * Li * \eta_{combustión}} \quad [4 – 25]$$

Donde:

$\eta_i$  = Rendimiento térmico del ciclo

$W_i$  = Trabajo indicado del ciclo [J]

$Q_c$  ( $\theta$ ) = Calor generado por la combustión. [J]

$m_{comb}$  = masa de combustible inyectado [kg]

$Li$  = Poder calorífico inferior del combustible [J/kg]

$\eta_{combustión}$  = Rendimiento de la combustión

La presión en el cilindro varía constantemente durante el ciclo termodinámico. Si se tuviera en cuenta esta variación constante para cuantificar la potencia se obtendrían cálculos muy complicados. Para simplificarlos surge el concepto de presión media indicada ( $p_{mi}$ ). Si se imagina un ciclo cualquiera en el diagrama P–V, el área del mismo representa el trabajo útil realizado por el fluido motor. Si se traza un rectángulo cuya base sea la cilindrada unitaria y su área sea igual a la

determinada por el ciclo termodinámico, entonces la altura de dicho rectángulo es la llamada presión media indicada del ciclo. Su expresión es la siguiente:

$$pmi = \frac{W_i}{V_c} \quad [4 - 26]$$

Donde:

$pmi$  = presión media indicada [Pa]

$V_c$  = es el volumen muerto o volumen de la cámara de combustión. [m<sup>3</sup>]

*Cálculo de las diferentes potencias en el ciclo termodinámico*

La potencia desarrollada durante la compresión, se calcula a partir del trabajo de compresión ( $W_{comp}$ ) y el tiempo de compresión ( $t_{comp}$ ):

$$\dot{W}_{comp} = \frac{W_{comp}}{t_{comp}} = \frac{W_{comp}}{\frac{\Delta\theta_{comp}}{6 \cdot n \left[ \frac{rev}{min} \right]}} = \frac{6 \cdot n \left[ \frac{rev}{min} \right] W_{comp}}{\Delta\theta_{comp}} \quad [4 - 27]$$

Donde:

$\dot{W}_{comp}$  = Potencia desarrollada durante la compresión [W]

$W_{comp}$  = Trabajo de compresión del ciclo [J]

$t_{comp}$  = Tiempo que dura la compresión [seg]

$n$  = régimen de giro del motor [rev/min]

La potencia desarrollada durante la expansión se calcula de la siguiente manera:

$$\dot{W}_{exp} = \frac{W_{exp}}{t_{exp}} = \frac{W_{exp}}{\frac{\Delta\theta_{exp}}{6 \cdot N \left[ \frac{rev}{min} \right]}} = \frac{6 \cdot N \left[ \frac{rev}{min} \right] W_{exp}}{\Delta\theta_{exp}} \quad [4 - 28]$$

Donde:

$\dot{W}_{exp}$  = Potencia desarrollada durante la expansión [W]

$W_{exp}$  = Trabajo de expansión del ciclo [J]

$t_{exp}$  = Tiempo que dura la expansión [seg]

$n$  = régimen de giro del motor [rev/min]

La potencia indicada del ciclo ( $P_i$ )

Se obtiene inmediatamente a partir del trabajo del ciclo y el tiempo de ciclo ( $t_{ciclo}$ ):

$$\dot{W}_i = P_i = \frac{W_i}{t_{ciclo}} = \frac{W_i}{\frac{\Delta\theta_{ciclo}}{6*n\left[\frac{rev}{min}\right]}} = \frac{6*n\left[\frac{rev}{min}\right]W_i}{720^\circ} \quad [4 - 29]$$

Donde:

$P_i$  = Potencia indicada desarrollada durante el ciclo [W]

$W_i$  = Trabajo indicado del ciclo [J]

$t_{ciclo}$  = Tiempo que dura el ciclo (compresión + expansión)[seg]

$n$  = régimen de giro del motor [rev/min]

La potencia indicada del motor ( $P_{i\_motor}$ ):

$$P_{i\_motor} = z * P_i \quad [4 - 30]$$

Donde:

$P_{i\_motor}$  = Potencia indicada del motor [W]

$z$  = número de cilindros del motor

Presión media de fricción ( $pmf$ )<sup>112</sup>:

$$pmf = \left[ 0,97 + 0,15 \left( \frac{n}{1000} \right) + 0,05 \left( \frac{n}{1000} \right)^2 \right] * 100000 \quad [4 - 31]$$

Donde:

$pmf$  = presión media de fricción [Pa]

$n$  = régimen de giro del motor [rpm]

Rendimiento mecánico ( $\eta_m$ ):<sup>113</sup>

$$\eta_m = 1 - \frac{pmf}{pmi} \quad [4 - 32]$$

<sup>112</sup> HEYWOOD JOHN B., Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw-Hill, 1988, EEUU, pg 722

<sup>113</sup> VILLAESCUSA NISTAL, Motores Alternativos, Universidad de Catalunya, 2002, ecuaciones de [4-32] a [4-34], pg 158,159

Potencia efectiva ( $P_{efec}$ ):

$$P_{efec} = \eta_m * P_i \quad [4 - 33]$$

Rendimiento total del motor ( $\eta$ ):

$$\eta = \eta_i * \eta_m \quad [4 - 34]$$

Consumo de combustible ( $Q$ ):<sup>114</sup>

$$F_{combustible} = W_b * P_{efec} \quad [4 - 35]$$

$$\rho = SG_{combustible} * \rho_{agua}$$

$$Q = \frac{F_{combustible}}{\rho} \quad [4 - 36]$$

Donde:

$F_{combustible}$  = Régimen de combustible bombeado [lb/h]

$W_b$  = Consumo de combustible [lb/(hp – h)] (ANEXO G)

$P_{efec}$  =Potencia efectiva al freno del motor [hp]

$SG_{combustible}$  = Gravedad específica del combustible (0,9)

$\rho_{agua}$  = Densidad del agua [lb/ft<sup>3</sup>]

$Q$  = Consumo de combustible [barriles/h]

$\rho$  = Densidad del combustible [lb/ft<sup>3</sup>]

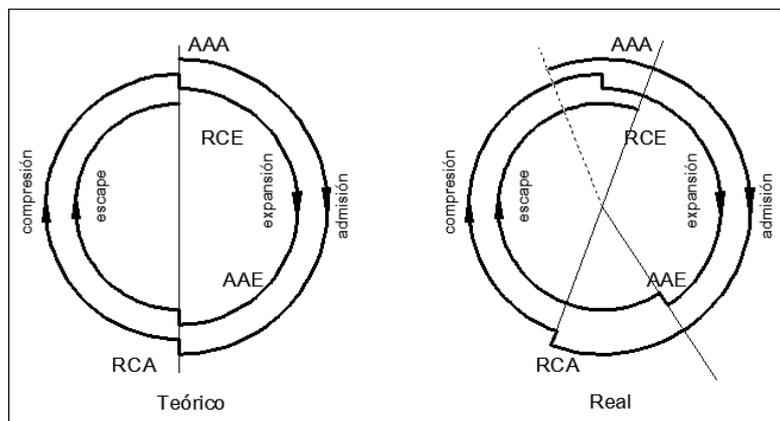
#### 4.2.5. PROCESO DE RENOVACIÓN DE LA CARGA

El bucle de renovación de la carga está comprendido entre los ángulos de Avance a la Apertura del Escape (AAE) y Retraso al Cierre de Admisión (RCA). Todo este intervalo define la cantidad de tiempo que el cilindro está expulsando y admitiendo aire. (Figura 4.5).

<sup>114</sup> ING. BAHAMONDE, Diseño de sistemas energéticos, 2010.

En el ciclo que se va a simular se van hacer las siguientes hipótesis iniciales:

- 1) Los ángulos de Avance a la Apertura de la Admisión (AAA), Avance a la Apertura del Escape (AAE) y Retraso al Cierre del Escape (RCE) van a ser 0, por lo tanto en nuestra simulación no habrá AAA, AAE ni RCE.
- 2) El ángulo de Retraso al Cierre de la Admisión (RCA) si se tendrá en cuenta ( $RCA \neq 0$ ), en nuestro caso vale  $37^\circ$ . (ANEXO H)
- 3) La presión de admisión ( $P_{ad}$ ) dependerá de las características del turbocompresor y de la situación geográfica donde opera el motor.
- 4) La presión de escape ( $P_e$ ) dependerá de la presión de admisión ( $P_{ad}$ ).

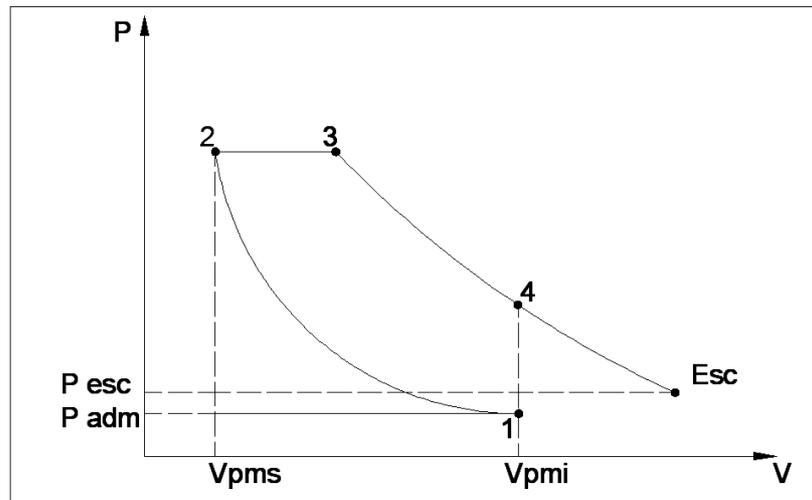


**Figura 4.5** Ángulos de la distribución en motores de combustión interna<sup>115</sup>

#### 4.2.5.1. Condiciones de inicio en la fase de compresión

Los parámetros iniciales de cálculo se suponen cuando el cigüeñal se encuentra en la posición RCA Retraso al Cierre de la Admisión ( $180+37^\circ$ ), volumen correspondiente en el punto 1 (Figura 4.6), la presión y temperatura iniciales dependen de las características del turbocompresor y la ubicación geográfica donde opera el motor.

<sup>115</sup> AGUDELO JOHN R., Motores térmicos, Tomo 1, Universidad de Antioquia, pg 114



**Figura 4. 6** Función del ciclo termodinámico indicado usado para el cálculo de residuales<sup>116</sup>

#### *Turboalimentación*

La potencia máxima que pueda suministrar un motor está limitada por la cantidad de combustible que se pueda quemar en el cilindro. Este depende de la cantidad de aire que ingresa al cilindro en cada ciclo. El objetivo principal de la sobrealimentación es comprimir el aire para que alcance una densidad más alta que la ambiente, antes de ingresar al cilindro, entonces la potencia máxima de un motor llega a ser incrementada.

El turbocompresor consta de un compresor y una turbina en un solo eje, se usa para incrementar la densidad del aire en la admisión. La energía disponible en el flujo de los gases de escape se emplea para mover una turbina, está a su vez mueve un compresor que incrementa la densidad del flujo que entra en cada cilindro.

Cada motor de este proyecto está sobrealimentado, mediante un turbocompresor marca NAPIER, cuyas características se indican en la tabla 4.7:

<sup>116</sup> Elaboración propia

**Tabla 4.7** Características de los turbocompresores NAPIER<sup>117</sup>

Características del Turbocompresor	Motor ALCO		
	12 cilindros	16 cilindros	18 cilindros
Marca	Napier NA. 255	Napier NA. 295	Napier 355 FAC
Régimen máximo [rpm]	28000	26000	23000
Rendimiento ( $\eta_c$ )	0,9	0,9	0,9
$\pi_c$ (relación de presión de admisión y presión ambiente)	1,9	1,9	1,9

Para un compresor, el rendimiento isoentrópico  $\eta_c$  es:

$$\eta_c = \frac{\text{Potencia real}}{\text{Potencia reversible}}$$

En la figura 4.7 muestra los estados finales que pasa a través de un compresor en un diagrama h – s. se muestran las líneas de presión constantes estática ( $p_1, p_2$ ) y de parada ( $p_{01}, p_{02}$ ). El rendimiento isoentrópico es<sup>118</sup>:

$$\eta_c = \frac{h_{02s} - h_{01}}{h_{02} - h_{01}} \quad [4 - 37]$$

El  $C_p$  es prácticamente constante para el aire, o mezcla aire – combustible, se convierte en:

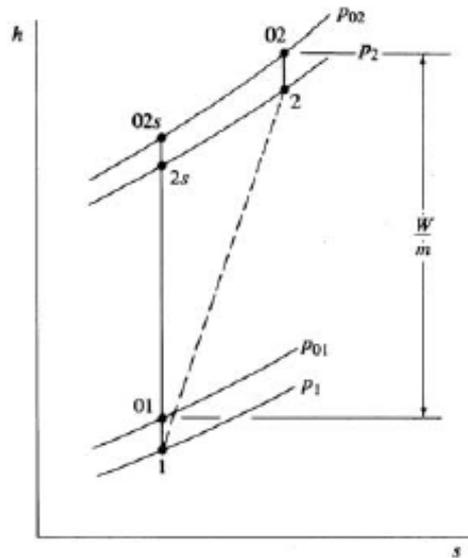
$$\eta_c = \frac{T_{02s} - T_{01}}{T_{02} - T_{01}} \quad [4 - 38]$$

El proceso 01 – 02s es un proceso isoentrópico

$$T_{02s} = T_{01} \left( \frac{p_{02}}{p_{01}} \right)^{(\gamma-1)/\gamma} \quad [4 - 39]$$

<sup>117</sup> Fairbanks Morse Manual for PETROECUADOR ALCO 12, 16, 18 Cylinders

<sup>118</sup> HEYWOOD JOHN B., Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw-Hill, 1988, EEUU, ecuaciones [4-37] a [4-42], pg 251 – 252



**Figura 4.7** Diagrama h – s para un compresor<sup>119</sup>

Reemplazando la ecuación [4 – 39] en la ecuación [4 – 38] se tiene:

$$\eta_c = \frac{(p_{02}/p_{01})^{(\gamma-1)/\gamma} - 1}{(T_{02}/T_{01}) - 1} \quad [4 - 40]$$

La expresión  $p_{02}/p_{01}$  es la relación entre la presión de descarga (en nuestro caso es la  $P_{ad}$ ) y presión de succión en el turbocompresor (presión ambiente  $P_{amb}$ ):

$$\pi_c = \frac{p_{02}}{p_{01}} = \frac{P_{ad}}{P_{amb}} \quad [4 - 41]$$

$T_{01}$  es la temperatura ambiente  $T_{amb}$  y  $T_{02}$  es la temperatura a la salida del compresor ( $T_{sc}$ ).

4.2.5.1.1. *Temperatura a la salida del compresor:*

$$T_{sc} = T_{amb} * \left( 1 + \frac{\pi_c^{\frac{\gamma_{aire}-1}{\gamma_{aire}}} - 1}{\eta_c} \right) \quad [4 - 42]$$

<sup>119</sup> HEYWOOD JOHN B., Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw-Hill, 1988, EEUU, pg 252

Donde:

$T_{sc}$  = Temperatura a la salida del compresor [K]

$T_{amb}$  = Temperatura ambiente [K]

$\gamma_{aire}$  = Relación de calores específicos del aire ( $\gamma_a = 1,396$ )

$\pi_c$  = Relación entre la presión de descarga y presión de succión en el turbocompresor

$\eta_c$  = Rendimiento del turbocompresor.

#### 4.2.5.1.2. Temperatura de admisión ( $T_{ad}$ )

Con la temperatura de salida del compresor y el posenfriador de este motor es capaz de bajar aproximadamente 70 grados<sup>120</sup> la temperatura, la temperatura de admisión es:

$$T_{ad} = T_{sc} - 70 \quad [4 - 43]$$

Donde:

$T_{ad}$  = Temperatura de admisión [K]

#### 4.2.5.1.3. Presión al inicio de la compresión ( $P_1$ )

La presión en el punto 1 (Figura 4.6), es la de admisión. Viene dada por la ecuación [4 - 41]

$$P_1 = P_{ad} = P_{amb} * \pi_c \quad [4 - 44]$$

Donde:

$P_1$  = Presión en el punto 1 (al inicio de la compresión) [Pa]

$P_{ad}$  = Presión de admisión [Pa]

$P_{amb}$  = Presión ambiente [Pa]

$\pi_c$  = Rendimiento del turbocompresor en este caso es de 0,9<sup>121</sup>.

<sup>120</sup> Datos proporcionados por la empresa SOTE EP-PETROECUADOR

<sup>121</sup> Dato proporcionado por técnico de NAPIER

#### 4.2.5.1.4. Presión escape ( $P_e$ ):

Para motores diesel turbocargados sin estrangulación  $P_1/P_e = 0,9$ , debido a que  $P_1 > P_e$ <sup>122</sup>, con la ecuación [4 – 45] se calcula la presión de escape ( $P_e$ ), la expresión  $\Delta P_{tot}$ , corresponde a la contrapresión, como se indicó en el apartado 4.1.1.1., en esta ecuación se variará la contrapresión tanto en la operación del motor en condiciones actuales, y la contrapresión correspondiente a cada motor con la longitud modificada, se compararan los resultados y se obtendrá las pérdidas en potencia efectiva, consumo de combustible y rendimiento del motor.

$$P_e = 0,9 * P_{ad} + \Delta P_{tot} \quad [4 - 45]$$

Donde:

$P_e$  = Presión de escape [Pa]

$\Delta P_{tot}$  = Caída de presión total del sistema de escape [Pa]

#### 4.2.5.1.5. Volumen al inicio de la compresión ( $V_1$ ):

El volumen en el punto 1(Figura 4.6), será el correspondiente al de RCA.

$$V_1 = V_{RCA} \quad [4 - 46]$$

Donde:

$V_1$  = Volumen al inicio de la compresión [ $m^3$ ]

$V_{RCA}$  = Volumen equivalente al Retraso del Cierre de la Admisión [ $m^3$ ]

#### 4.2.5.1.6. Cilindrada efectiva ( $q_c$ ):

$$q_c = V_{RCA} - V_c \quad [4 - 47]$$

Donde:

$V_c$  = es el volumen muerto o volumen de la cámara de combustión. [ $m^3$ ]

---

<sup>122</sup> HEYWOOD JOHN B., Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw-Hill, 1988, EEUU, pg 164 - 177

4.2.5.1.7. *Coefficiente de llenado ( $C_{llenado}$ ):*

$$C_{llenado} = \frac{q_c}{V_d} \quad [4 - 48]$$

Donde:

$V_d$  = es el volumen desplazado o barrido [ $m^3$ ]

En el ciclo simulado, al igual que un ciclo real cualquiera, no se expulsan todos los gases quemados, la rapidez con la que se produce el cruce de válvulas es la responsable de que cuando entran los gases frescos, todavía no se hayan expulsado todos los gases calientes producto de la reacción del ciclo anterior.

Como consecuencia de esto, la mezcla de gases que hay al inicio de un ciclo tiene una fracción que corresponde a gases de la combustión anterior o gases residuales. Estos gases repercuten en el motor disminuyendo la potencia que entrega este mismo, por tanto, hay que tener en cuenta la fracción másica de estos gases residuales para el estudio del punto de inicio del ciclo.

Para el cálculo de la cantidad de gases que hay en el punto de inicio del ciclo indicado se necesita saber la cantidad de gases residuales que hay del ciclo anterior.

Para el propósito descrito se estudia un ciclo ideal Diesel, pero lo primero que hay que tener en cuenta son las hipótesis que se van a hacer para el cálculo de este punto del diagrama.

1. Los gases residuales que se escapan desde el interior del cilindro hacia el conducto de admisión en el llenado de los propios cilindros vuelven a entrar de nuevo al cilindro en la propia admisión.
2. La presión de admisión  $P_{ad}$  y la presión de escape  $P_e$  ocurren a presión constante igual que para la simulación del resto del ciclo.  $P_{ad} = \text{constante}$ .

3. La temperatura al cierre de la admisión o punto de inicio del ciclo solo depende de los gases frescos de entrada y de los gases residuales.  $T_1 = f(T_f, P_{ad}, T_r, P_e)$ .
4. Para este cálculo, igual que para el resto de la simulación del ciclo se considerará que  $RCA \neq 0^\circ$  y por otro lado que  $AAA = AAE = RCE = 0^\circ$ .
5. La relación entre los calores específicos a presión y a volumen constante se va a considerar constante.
6. El punto de inicio del ciclo modelado está a una presión dependiente solo de los gases frescos.  $P_{ad} = P_1$

A continuación se va a mostrar una recopilación de los datos que se necesitan para el inicio del ciclo que se va a calcular después:

Presión en el Retraso al Cierre de Admisión (disponible como dato)  $\rightarrow P_1 = P_a$

Volumen en el Retraso al Cierre de Admisión ( disponible como dato)  $\rightarrow V_1 = V_{RCA}$

Temperatura en Retraso al Cierre de Admisión (a calcular)  $\rightarrow T_1 = f(T_f, P_{ad}, T_r, P_e)$ .

#### 4.2.5.1.8. Cálculo de la temperatura al inicio ( $T_1$ ) de la compresión

El cálculo empieza desde el punto 1 (Figura 4.6), del cual se sabe lo siguiente:

$$P_1 = P_{ad}; \quad V_1 = V_{RCA}; \quad T_{ad}$$

Hay que aclarar que la temperatura de este punto 1 que se busca en este cálculo, no es la temperatura de admisión, es así porque  $T_{ad}$  es la temperatura de partida del cálculo, mientras que  $T_1$  es la temperatura que se busca como resultado, esta dependerá de la temperatura de escape  $T_f$ , la temperatura de gases residuales  $T_r$ , la presión de admisión  $P_{ad}$  y la presión de escape  $P_e$ .  $T_1$  será la temperatura válida para el modelo de ciclo.

Siguiendo con el cálculo, los valores de la temperatura y presión al final de cada proceso pueden determinarse si se utilizan las relaciones isentrópicas de gas ideal para los procesos 1 – 2 y 3 – 4 (Figura 4.6). Pero primero se debe determinar los volúmenes al final de cada proceso a partir de las definiciones de la relación de compresión ( $r_c$ ) y de la relación de corte ( $r$ ).

$$V_1 = V_{RCA} \quad [4 - 34]$$

$$V_2 = V_c \quad [4 - 35]$$

$$V_3 = V_2 * r \quad [4 - 36]$$

$$V_4 = V_1 \quad [4 - 37]$$

Donde:

$V_1$  = Volumen en el punto 1 (Figura 4.6) [m<sup>3</sup>]

$V_2$  = Volumen en el punto 2 (Figura 4.6) [m<sup>3</sup>]

$V_3$  = Volumen en el punto 3 (Figura 4.6) [m<sup>3</sup>]

$V_4$  = Volumen en el punto 4 (Figura 4.6) [m<sup>3</sup>]

$r$  = relación de corte

Proceso 1 – 2 compresión isentrópica de un gas ideal, calores específicos constantes:

$$T_2 = T_{ad} \left( \frac{V_1}{V_2} \right)^{\gamma_{aire}-1} \quad [4 - 38]$$

$$P_2 = P_1 \left( \frac{V_1}{V_2} \right)^{\gamma_{aire}} \quad [4 - 39]$$

Donde:

$T_2$  = Temperatura en el punto 2 [K]

$P_1$  = Presión en el punto 1 [Pa]

$P_2$  = Presión en el punto 2 [Pa]

$\gamma_{aire}$  = relación de calores específicos del aire (1,396)

Proceso 2 – 3 adición de calor a un gas ideal a presión constante:

$$P_3 = P_2 \quad [4 - 40]$$

$$\frac{P_2 * V_2}{T_2} = \frac{P_3 * V_3}{T_3} \rightarrow T_3 = T_2 \left( \frac{V_3}{V_2} \right) \quad [4 - 41]$$

Donde:

$P_3$  = Presión en el punto 3 (Figura 4.6) [Pa]

$T_3$  = Temperatura en el punto 3 (Figura 4.6) [K]

Proceso 3 – 4 expansión isoentrópica de un gas ideal, calores específicos constantes:

$$T_4 = T_3 \left( \frac{V_3}{V_4} \right)^{\gamma_{aire}-1} \quad [4 - 42]$$

$$P_4 = P_3 \left( \frac{V_3}{V_4} \right)^{\gamma_{aire}} \quad [4 - 43]$$

$$T_r = T_4 \left( \frac{P_e}{P_4} \right)^{\frac{\gamma_{aire}-1}{\gamma_{aire}}} \quad [4 - 44]$$

Donde:

$T_3$  = Temperatura en el punto 3 (Figura 4.6) [K]

$P_3$  = Presión en el punto 3 (Figura 4.6) [Pa]

$T_4$  = Temperatura en el punto 4 (Figura 4.6) [K]

$P_4$  = Presión en el punto 4 (Figura 4.6) [Pa]

$T_r$  = Temperatura de los gases residuales (Figura 4.6) [K]

La temperatura en el punto 1 es la temperatura de admisión del aire y la de los gases residuales en el punto de RCA, para poder hallar hay que calcular la fracción másica de gases residuales y la temperatura de los gases residuales<sup>123</sup>.

$$T_1 = (1 - X_r) * T_{ad} + X_r * T_r * \left[ 1 - \frac{\gamma_{aire}-1}{\gamma_{aire}} * \left( 1 - \frac{P_{ad}}{P_e} \right) \right] \quad [4 - 45]$$

<sup>123</sup> HEYWOOD JOHN B., Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw-Hill, 1988, EEUU, pg 172

Donde:

$T_1$  = Temperatura de los gases al inicio de la compresión [K]

$X_r$  = fracción másica de los gases residuales

$T_{ad}$  = Temperatura de admisión [K]

$T_r$  = Temperatura de los gases residuales [K]

$\gamma_{aire}$  = relación de calores específicos del aire (1,396)

$P_{ad}$  = Presión de admisión [Pa]

$P_e$  = presión de escape [Pa]

Fracción másica de gases residuales ( $X_r$ ). A la hora de modelizar el ciclo se debe tener en cuenta los gases residuales, ya que al realizar la fase de escape, es imposible expulsarlos todos permaneciendo parte de estos en el interior del cilindro en el siguiente ciclo. Como consecuencia se produce una disminución del rendimiento, pues parte de estos gases ocupan un volumen que no se puede aprovechar para los gases frescos y los calienta al encontrarse a altas temperaturas.

Para el cálculo de la fracción másica de gases residuales se tiene en cuenta que:

- 1) Se considera que los gases residuales que no son expulsados al exterior, se mezclan con los gases frescos en el conducto de admisión, para entrar de nuevo al cilindro.
- 2) No se tiene en cuenta el calentamiento sufrido por los gases durante la admisión, por lo que la temperatura de los gases depende únicamente de la temperatura de los gases frescos y de los gases residuales.

A continuación se muestra la ecuación para el cálculo de la fracción másica de gases residuales<sup>124</sup>:

$$X_r = \frac{1}{1 + \frac{T_r}{T_{ad}} * \left[ \frac{P_{ad}}{P_e} * r_c - \left[ 1 - \frac{\gamma_{aire} - 1}{\gamma_{aire}} * \left( 1 - \frac{P_{ad}}{P_e} \right) \right] \right]} \quad [4 - 46]$$

<sup>124</sup> HEYWOOD JOHN B., Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw-Hill, 1988, EEUU, pg 171

Donde:

$X_r$  = Fracción másica de gases residuales

$r_c$  = Relación de compresión

$$r_c = \frac{V_{RCA}}{V_c} \quad [4 - 47]$$

Para tener un mejor ajuste se debe repetir este proceso hasta obtener una diferencia entre la nueva temperatura y la anterior menor a 5 grados.

#### 4.2.5.2. Cálculo de la masa y moles de la mezcla aire-combustible a partir de ( $P_1$ ) y ( $T_1$ )

La masa de aire introducido en el cilindro se obtiene aplicando la ecuación de los gases ideales con las condiciones iniciales de la mezcla determinadas por  $P_1$  y  $T_1$ :

$$m_a = m_1 = \frac{P_1 V_1}{R_g T_1} \quad [4 - 48]$$

Donde:

$m_a$  = masa de aire ideal [kg]

$m_1$  = masa ideal al inicio de la compresión [kg]

$P_1$  = Presión al inicio de la compresión [Pa]

$V_1$  = Volumen al inicio de la compresión [ $m^3$ ]

$R_g$  = constante del aire ( $J/kg - K$ )

$T_1$  = Temperatura al inicio de la compresión [K]

##### 4.2.5.2.1. Rendimiento volumétrico cuasi estacionario ( $\eta_V$ ):

$$\eta_V = C_{llenado} * \left[ 1 + \frac{1 - \frac{P_e}{P_{amb}}}{\gamma_{aire} * (r_c - 1)} \right] \quad [4 - 49]$$

Donde:

$\eta_V$  = Rendimiento volumétrico

$C_{llenado}$  = Coeficiente de llenado de la cámara de combustión

$P_e$  = Presión de escape [Pa]

$P_{amb}$  = Presión ambiente [Pa]

$\gamma_{aire}$  = relación de calores específicos del aire (1,396)

$r_c$  = relación de compresión

$$r_c = \frac{V_{RCA}}{V_c}$$

4.2.5.2.2. *Masa de aire real que entra al ciclo ( $m_{1'}$ ):*

$$m_{1'} = m_1 * \eta_V \quad [4 - 50]$$

Donde:

$m_{1'}$  = masa real al inicio de la compresión [kg]

$m_1$  = masa ideal al inicio de la compresión [kg]

$\eta_V$  = Rendimiento volumétrico

4.2.5.2.3. *Masa de combustible a inyectar ( $m_{comb}$ ):*

$$m_{comb} = F * m_{1'} \quad [4 - 51]$$

Donde:

$m_{comb}$  = masa de combustible a inyectar [kg]

$F$  = Dosado

$m_{1'}$  = masa real al inicio de la compresión [kg]

Para calcular los moles de combustible ( $n_{comb}$ ), de aire ( $n_a$ ), y de la mezcla ( $n_{mezcla}$ ), se utilizarán las siguientes expresiones:

$$n_a = \frac{m_{1'}}{M_a} \quad [4 - 52]$$

$$n_{comb} = \frac{m_{comb}}{M_{comb}} \quad [4 - 53]$$

$$n_{mezcla} = n_a + n_{comb} \quad [4 - 54]$$

Donde:

$n_a$  = número de moles total de aire [moles]

$M_a$  = masa molecular del aire [kg/k mol]

$n_{comb}$  = número de moles total de combustible [moles]

$m_{comb}$  = masa de combustible a inyectar [kg/k mol]

$M_{comb}$  = masa molecular del combustible [kg/k mol]

$n_{mezcla}$  = número de moles total de la mezcla [moles]

Es necesario tener en cuenta que siempre entra en el cilindro la cantidad de moles de mezcla calculada a partir de la ecuación [4 – 54].

#### 4.2.5.2.4. Cálculo de las propiedades de la mezcla aire–diesel

La mezcla aire–combustible se considera como una mezcla de gases ideales con lo que se pueden aplicar las ecuaciones que rigen a dichos gases. Primero es conveniente el cálculo de la fracción molar ( $y$ ) de cada componente de la mezcla. De manera general, la fracción molar del componente  $i$  de la mezcla es:

$$y_i = \frac{n_i}{n_{mezcla}} \quad [4 - 55]$$

La fracción molar  $y$ /o másica sirve para calcular el calor molar a presión constante de la mezcla ( $C_{p,m}$ ):

$$C_{p,m}(T) = \sum_{i=1}^2 y_i * C_{p,i}(T) = y_{comb} * C_{p,comb}(T) + y_a * C_{p,a}(T) \quad [4 - 56]$$

Para calcular el calor molar a volumen constante de la mezcla ( $c_{v,m}$ ) se utiliza la relación de Mayer (teniendo en cuenta que las unidades sean las adecuadas):

$$C_{v,m}(T) = C_{p,m}(T) - R_g \quad [4 - 57]$$

La constante referida a la mezcla de aire–gasolina ( $R_g$ ) viene determinada por:

$$M_{mezcla} = \sum_{i=1}^2 y_i * M_i \quad [4 - 58]$$

$$R_g = \frac{R_u}{M_{mezcla}} \left[ \frac{J}{kg * K} \right] \quad [4 - 59]$$

$$R_g = 0,272037 \left[ \frac{kJ}{kg * K} \right]$$

$$C_{p,m}(T) = \sum_{i=1}^2 y_i * C_{p,i}(T)$$

$$C_{v,m}(T) = C_{p,m}(T) - 0,272037 \left[ \frac{kJ}{kg * K} \right]$$

La relación de calores específicos,  $\gamma_m(T)$ :

$$\gamma_m(T) = \frac{C_{p,m}(T)}{C_{v,m}(T)} \quad [4 - 60]$$

#### 4.2.6. HIPÓTESIS TERMODINÁMICAS PARA EL BALANCE DE ENERGÍA

Los datos de la presión en el cilindro en función del giro en grados  $\theta$  del cigüeñal en las carreras de compresión y expansión del ciclo de funcionamiento del motor permiten obtener información cuantitativa sobre el avance de la combustión. Los métodos para el análisis de rendimiento de la tasa de liberación de energía química del combustible (a menudo llamadas de liberación de calor), o la tasa de quema de combustibles, se basan en la primera ley de la termodinámica de un sistema abierto que es casi estático. La primera ley para un sistema es<sup>125</sup>:

$$\frac{dQ}{dt} - p \frac{dV}{dt} + \sum_i m_i h_i = \frac{dU}{dt} \quad [4 - 61]$$

Dónde  $dQ/dt$  es la tasa de transferencia de calor a través de los límites del sistema,  $m_i$  es la tasa de flujo de masa en la frontera del sistema en la posición  $i$ ,  $h_i$  es la entalpía del flujo que entra o sale del sistema, y  $U$  es la energía contenida dentro de los límites del sistema.

Para la simulación de este tipo de motor, el contenido en el cilindro es un sistema abierto único. El balance de masas sólo a través de la frontera del sistema

<sup>125</sup> HEYWOOD JOHN B., Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw-Hill, 1988, EEUU, ecuaciones [4 - 61] a [4 - 67], pg 508 - 509 - 510 - 511.

(válvulas de admisión y válvulas de escape están cerradas) son el combustible y el flujo en regiones como pistones, anillos y paredes del cilindro. Los efectos del flujo en estas regiones se omite, así, la ecuación [4 – 61] se convierte en:

$$\frac{dQ}{dt} - p \frac{dV}{dt} + \sum_f m_f h_f = \frac{dU}{dt} \quad [4 - 62]$$

#### 4.2.6.1. Análisis de liberación calor

Si  $U$  en la ecuación [4 – 62] se considerará que es la energía interna del contenido, en el interior del cilindro y  $h_f$  la entalpia sensible de la inyección de combustible,  $dQ/dt$  se convierte en la diferencia entre la energía química o el calor liberado por la combustión del combustible (una cantidad positiva) y la transferencia de calor del sistema (en los motores, la transferencia es por convección la cual es una cantidad negativa).  $h_{g,f} = 0$ , la ecuación [4 – 62] se tiene:

$$\frac{dQ_n}{dt} = \frac{dQ_{ch}}{dt} - \frac{dQ_{ht}}{dt} = p \frac{dV}{dt} + \frac{dU_S}{dt} \quad [4 - 63]$$

La aparente tasa neta de calor,  $dQ_n/dt$  que es la diferencia entre la tasa de calor aportado durante el proceso de combustión,  $dQ_{ch}/dt$ , y la tasa de transferencia de calor a las paredes,  $dQ_{ht}/dt$ , es igual a la velocidad a la que se trabaja en el pistón más la tasa de cambio de energía interna sensible del contenido en el cilindro.

Si se supone que el contenido del cilindro se puede modelar como un gas ideal, entonces la ecuación [4 – 63] se convierte:

$$\frac{dQ_n}{dt} = p \frac{dV}{dt} + mC_v \frac{dT}{dt} \quad [4 - 64]$$

De la ley del gas ideal,  $pV = mRT$ , con  $R =$  constante, se tiene:

$$\frac{dp}{p} + \frac{dV}{V} = \frac{dT}{T} \quad [4 - 65]$$

La ecuación [4 – 65] se puede utilizar para eliminar  $T$  de la ecuación [4 – 64], se obtiene:

$$\frac{dQ_n}{dt} = \left(1 + \frac{C_v}{R}\right) p \frac{dV}{dt} + \frac{C_v}{R} V \frac{dp}{dt}$$

$$\frac{dQ_n}{dt} = \frac{\gamma}{\gamma-1} p \frac{dV}{dt} + \frac{1}{\gamma-1} V \frac{dp}{dt} \quad [4 - 66]$$

En la ecuación [4 – 66]  $\gamma$  es el cociente de los calores específicos,  $C_p / C_v$ .

Es necesario mencionar que el modelo descrito en la ecuación [4 – 66] no toma en cuenta los siguientes problemas:

1. Falta de uniformidad de la mezcla (la relación combustible / aire no es uniforme, y la cantidad de gas quemado y sin quemar)
2. La precisión de cualquier modelo de transferencia de calor utilizado
3. Los efectos de las regiones como pistones, rings y paredes del cilindro. Estos fenómenos adicionales deben ser tratados en un nivel equivalente de precisión de modelos más complejos de liberación de calor. Para muchas aplicaciones de ingeniería, la ecuación [4 – 66] es adecuado para el análisis de motores diesel.

Para obtener modelos más precisos de la tasa bruta de liberación de calor ( $dQ_n/dt$ ) se puede incluir en la ecuación [4 – 66], la tasa de transferencia de calor a las paredes,  $dQ_{ht}/dt$ .

La transferencia de calor por convección en las paredes de la cámara de combustión se calculará con la siguiente ecuación:

$$\frac{dQ_{ht}}{dt} = A h_c (T - T_W) \quad [4 - 67]$$

Donde:

$A$  = Es el área instantánea de transferencia de calor

$T$  = Temperatura del gas en el interior del cilindro

$T_w$  = Temperatura media en las paredes de la cámara de combustión

$h_c$  = Coeficiente convectivo de flujo de calor (ver sección 4.2.8.2.3. pag 149)

La integral de la tasa bruta de liberación de calor durante el proceso de combustión se completa con la tasa de calor aportado durante el proceso de combustión, debe ser igual (dentro de un pequeño porcentaje, puesto que el análisis no es exacto) a la masa de combustible ( $m_f$ ) inyectada por el poder calorífico inferior del combustible  $Q_l$  (ver sección 4.2.8.1.). Es decir:

$$Q_{ch} = \int_{t_{inicio}}^{t_{final}} \frac{dQ_{ch}}{dt} = m_f Q_l \quad [4 - 68]$$

Las ecuaciones [4 – 61] a [4 – 64], [4 – 66] y [4 – 67] se las puede utilizar en función del giro del cigüeñal  $\theta$  como la variable independiente en lugar de tiempo  $t$ .

#### 4.2.6.2. Integración de la ecuación de la energía para obtener $P(\theta)$

La resolución del ciclo se completa realizando una integración de la ecuación [4 – 66] para obtener la presión en función del ángulo del cigüeñal:

$$\frac{dQ_n}{dt} = \frac{\gamma}{\gamma - 1} p \frac{dV}{dt} + \frac{1}{\gamma - 1} V \frac{dp}{dt}$$

$$\frac{dP(\theta)}{d\theta} = \frac{\gamma(T) - 1}{V(\theta)} * \frac{dQ_n(\theta)}{d\theta} - \gamma(T) * \frac{P(\theta)}{V(\theta)} * \frac{dV(\theta)}{d\theta}$$

[4 – 69]

Donde:

$\theta$  = Ángulo de giro del cigüeñal

$\gamma(T)$  = relación de calores específicos

$T$  = temperatura [K]

$Q$  = Calor en el transcurso del ciclo de trabajo [J]

$V$  = volumen del cilindro [ $\text{m}^3$ ]

$P$  = Presión dentro del cilindro [Pa]

La representación se inicia en el punto en que se estimó anteriormente que se iniciaba la fase de compresión, éste es el punto de Retraso al Cierre de Admisión (RCA). El último punto será el punto final del ciclo ideal, es decir que se producirá a un ángulo de  $540^\circ$

Para la obtención de la función, se representarán varios puntos y para todos esos puntos se aplicará una ecuación deducida a partir de la Ecuación [4 – 69] con el objeto de obtener la presión y el volumen en un punto concreto.

El primer punto ya es conocido, en presión y en volumen, esto es así porque se ha estimado anteriormente, y para el cálculo de los demás puntos se utiliza el método explícito, éste ofrece una ecuación en la que se puede calcular cada punto del ciclo a partir del anterior (según avanza el ángulo recorrido).

Para hacer el cálculo se estimarán variaciones pequeñas de ángulo recorrido, y para estos pequeños intervalos el método explícito calculará el punto siguiente. Como hay una expresión  $V(\theta)$  que expresa el volumen del cilindro en función del ángulo recorrido, pues para cada incremento de ángulo que sufra la ecuación del método explícito el volumen será calculable y una vez conocido este, el método explícito dará la presión. Conocidos presión y volumen se tendrá un nuevo punto de la función.

La ecuación para la presión que da el método explícito de resolución es la siguiente:

$$P_{i+1} = P_i * \left( 1 - \frac{\gamma(T_i(\theta_i))}{V(\theta_i)} * \frac{dV(\theta_i)}{d\theta} \right) + \frac{\gamma(T_i(\theta_i)) - 1}{V(\theta_i)} * \frac{dQ(\theta_i)}{d\theta}$$

**[4 – 70]**

Cálculo de la derivada  $dV(\theta_i)/d\theta$  de la ecuación [4 – 70] se obtiene con la formula mostrada a continuación:

$$\frac{d}{d(\theta)}V(\theta_i) = L_{pistón} \frac{\pi}{360} * \frac{\pi * B^2}{4} * sen\left(\theta * \frac{2 * \pi}{360}\right) * \left[ 1 + \frac{\cos\left(\theta * \frac{2 * \pi}{360}\right) \frac{L_{pistón}}{2}}{\sqrt{(\lambda * L_{pistón})^2 - \left(\frac{L_{pistón}}{2} sen\left(\theta * \frac{2 * \pi}{360}\right)\right)^2}} \right]$$

**[4 – 71]**

Donde:

$\theta$  = Ángulo de giro del cigüeñal

$\theta_i$  = Ángulo de giro del cigüeñal en el punto “i”

$\gamma(T_{\theta_i})$  = relación de calores específicos a la temperatura en el punto “i”

$Q$  = Calor en el transcurso del ciclo de trabajo [J]

$V$  = volumen del cilindro [m<sup>3</sup>]

$P_i$  = Presión dentro del cilindro en el punto “i” [Pa]

$P_{i+1}$  = Presión dentro del cilindro en el punto “i+1” [Pa]

La ecuación para la Temperatura que da el momento explícito de resolución es la siguiente:

$$T_{i+1} = T_i * \left[ \left(\frac{T_i}{P_i}\right) * \left(P_{i+1} - P_n + \left(\frac{T_i}{V(\theta)}\right) * \frac{dV(\theta)}{d\theta}\right) \right]$$

**[4 – 72]**

Donde:

$\theta$  = Ángulo de giro del cigüeñal

$\theta_i$  = Ángulo de giro del cigüeñal en el punto “n”

$V$  = volumen del cilindro [m<sup>3</sup>]

$P_i$  = Presión dentro del cilindro en el punto “i” [Pa]

$P_{i+1}$  = Presión dentro del cilindro en el punto “i+1” [Pa]

$V$  = volumen del cilindro [m<sup>3</sup>]

$T$  = Temperatura dentro del cilindro en el punto “i” [K]

$T_{i+1}$  = Temperatura dentro del cilindro en el punto “i+1” [K]

#### 4.2.7. COMBUSTIÓN EN MOTORES DIESEL

En los motores de ciclo Diesel se admite aire, ya sea por succión en la bajada del pistón durante la carrera de admisión y la presión suministrada por un compresor. Una vez que se cierra la válvula de admisión pasados unos grados del punto muerto inferior, el sistema puede considerarse termodinámicamente cerrado, la masa en el sistema es constante y entonces las aproximaciones de tipo politrópico son válidas. El aire comienza a ser comprimido por el pistón y esto hace que se vaya incrementando su presión y su temperatura. Un tiempo antes que el pistón alcance el punto muerto superior y justo cuando las condiciones del aire comprimido están en torno a los 800 K y los 40 bar, se abre la aguja del inyector y salen los chorros de combustible. A partir de este instante empiezan a ocurrir una serie de procesos físicos y químicos al interior del cilindro que son previos al proceso de liberación de energía como tal, mientras el combustible líquido continúa siendo inyectado.

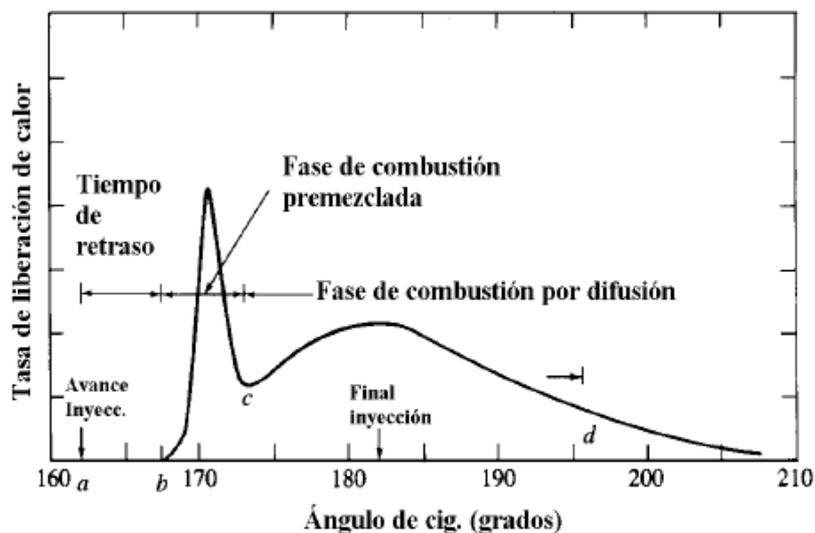


Figura 4. 8 Gráfica experimental de la evolución de la fracción de masa quemada.<sup>126</sup>

<sup>126</sup> HEYWOOD JOHN B., Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw-Hill, 1988, EEUU, pg 506

Inicialmente el chorro empieza a convertirse en pequeñas gotas debido a las condiciones a las que encuentra el aire y al efecto de resistencia aerodinámica por la velocidad a la que es inyectado el combustible. Estas gotas se van luego vaporizando y mezclando en fase gaseosa con el aire. En aquellas zonas donde se alcanzan las condiciones de estequiometría, se inicia aceleradamente la combustión por autoinflamación. Para estas zonas, en este momento, prevalece el tiempo de reacción química sobre el tiempo de mezclado y a esta fase se le conoce con el nombre de fase de combustión por premezcla ó combustión rápida; se estima que aproximadamente un 3% de la carga se quema durante esta fase. Una vez quemadas aquellas zonas cuya mezcla de aire/combustible estaba en condiciones estequiométricas, empieza la fase de combustión por difusión, en la cual prevalece el tiempo de mezclado sobre el de reacción química.

Las tres fases principales que se pueden identificar en un diagrama típico de energía aparente (teórica) liberada son:

- 1) Ángulo de retraso (a-b). Es el tiempo (o ángulo) que transcurre desde el momento en que se inyecta el combustible dentro de la cámara de combustión, hasta el momento en que inicia la combustión.
- 2) Fase de premezcla o de combustión rápida (b-c). En esta fase ocurre la combustión de aquellas zonas en las que durante el tiempo de retraso se alcanzó una mezcla dentro de los límites de inflamabilidad entre el combustible y el aire. Aquí prevalece el tiempo de reacción química sobre el tiempo de mezclado. Está caracterizada por ser un pico agudo y estrecho como se puede ver en la Figura 4.8
- 3) Fase de combustión por difusión (c-d). Esta fase se da inmediatamente después de la anterior, es decir una vez que se han consumido las zonas de premezcla. La tasa de quemado está controlada por el tiempo de formación de mezcla entre el vapor de combustible y el aire más que por el tiempo de reacción química. En la Figura 4.8 aparece como un segundo pico.

#### 4.2.7.1. Ángulo de retraso

En la ecuación [4 – 73] se expresa la correlación de Hardenberg y Hase para el tiempo de retraso en milisegundos (ms) en función de la temperatura T (K) y de la presión p (bar) durante el retraso.

En los motores ALCO la inyección se realiza 9° antes del PMS ( $\theta_{AI} = 9$ ), por lo tanto el ángulo de avance a la inyección es 351 ( $\theta_{AI}$ ). El ángulo de retraso ( $\Delta\theta_r$ ) se calcula<sup>127</sup>:

$$\Delta\theta_r = (0,36 + 0,22 * u_m) * e^{\left[ E_A * \left( \frac{1}{R_u * T_{\theta r}} - \frac{1}{17190} \right) * \left( \frac{21,2}{P_{\theta r}^{-12,4}} \right)^{0,63} \right]} \quad [4 - 73]$$

Donde:

$\Delta\theta_r$  = ángulo de retraso

$u_m$  = velocidad media del pistón [m/s]

$E_A$  = Energía de activación

$R_u$  = constante del aire (J/mol – K)

$P_{\theta r}$  = presión [bar]

$T_{\theta r}$  = temperatura [K]

La presión y la temperatura en la ecuación [4 – 73] por compresión isoentrópica, se estiman:<sup>128</sup>

$$P_{\theta r} = 1,615 * r_c^{1,3} \quad [4 - 74]$$

$$T_{\theta r} = 358,477 * r_c^{1,3-1} \quad [4 - 75]$$

Donde  $r_c$  es la relación de compresión, siendo la relación de compresión  $r_c = \frac{V_{RCA}}{V_c}$

$E_A$  es la energía de activación necesaria para que comience la combustión y depende del combustible utilizado<sup>129</sup>.

<sup>127</sup> HEYWOOD JOHN B., Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw-Hill, EEUU, pg 553

<sup>128</sup> VILLAESCUSA NISTAL, Motores Alternativos, Universidad de Catalunya, 2002, pg 34-35;

HEYWOOD JOHN B., Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw-Hill, EEUU, pg 554

<sup>129</sup> HEYWOOD JOHN B., Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw-Hill, EEUU, pg 554

$$E_A = \frac{618840}{CN+25} \quad [4 - 76]$$

Donde:

$CN$  = Índice de cetano del combustible ( $CN = 50$ )

Y la velocidad media del pistón es de la siguiente forma:

$$u_m = \omega \frac{L_{pistón}}{\pi} \quad [4 - 77]$$

Donde:

$u_m$  = velocidad media del pistón [m/s]

$\omega = \frac{2*\pi}{60} n$  ( $n$ , es el régimen de giro en [rpm])

$L_{pistón}$  = carrera del pistón [m]

#### 4.2.7.2. Fase de premezcla

Esta fase ocurre a continuación del ángulo de retraso y es muy rápida, el ángulo ocupado en esta fase ( $\Delta\theta_1$ ) suele estar comprendido entre 5 y 10°. <sup>130</sup>En esta fase se empieza a quemar la mayoría del combustible mezclado durante la vaporización y el retardo a la autoignición, liberando una gran cantidad de energía en muy poco tiempo, esto provoca una subida muy brusca de la presión en la cámara de combustión.

Para comprobar la evolución de la masa quemada hay que utilizar la Ley de Wiebe. El primer paso es calcular el ángulo de inicio de la combustión de premezcla ( $\theta_{i1}$ ), sumando el ángulo de avance a la inyección con el ángulo de retardo a la ignición y el ángulo de finalización de la combustión de premezcla ( $\theta_{f1}$ ), sumando el ángulo de inicio de la combustión de premezcla con el ángulo ocupado por la combustión de premezcla:

$$\theta_{AI} = 360 - AI \quad [4 - 78]$$

<sup>130</sup> HEYWOOD JOHN B., Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw-Hill, 1988, EEUU, pg 779

$$\theta_{i1} = \theta_{AI} + \Delta\theta_r \quad [4 - 79]$$

$$\theta_{f1} = \theta_{i1} + \Delta\theta_1 \quad [4 - 80]$$

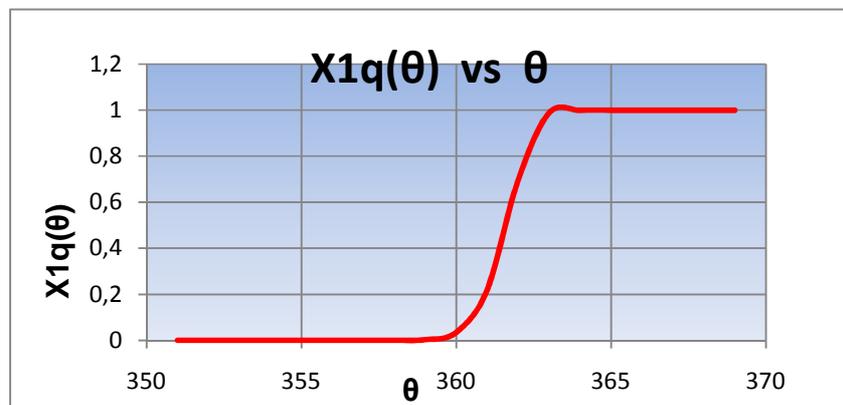
Realizando un bucle con la primera Ley de Wiebe entre el inicio y el final de la combustión de premezcla, se puede observar la evolución de la masa quemada durante esta combustión:

$$X_{1q}(\theta) = \left[ 1 - e^{\left[ -a_1 \cdot \left( \frac{\theta - \theta_{i1}}{\Delta\theta_1} \right)^{(m_1+1)} \right]} \right] \text{ si } \theta_{i1} \leq \theta \leq \theta_{f1} \quad [4 - 81]$$

$$X_{1q}(\theta) = 0 \text{ si } \theta \leq \theta_{i1}$$

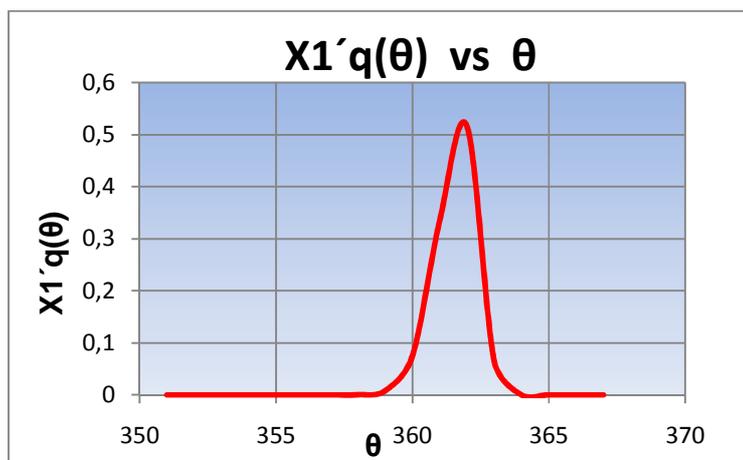
$$X_{1q}(\theta) = 1 \text{ si } \theta \geq \theta_{f1}$$

Los valores  $a_1$  y  $m_1$  inciden sobre el resultado de la gráfica, el valor de  $a$  varía la asintoticidad de la gráfica y el factor  $m$  representa la eficiencia de la combustión, afectando a la verticalidad de la gráfica. Para que la gráfica tienda asintóticamente a 1 y se obtenga un ajuste lo más real posible, el valor más adecuado a resultado ser  $a_1=6$  y  $m_1=2$  (figura 4.9).



**Figura 4.9** Evolución de la masa quemada en la combustión de premezcla en función del ángulo del cigüeñal.<sup>131</sup>

<sup>131</sup> Elaboración propia



**Figura 4. 10** Evolución de la derivada de masa quemada en la combustión de premezcla en función del ángulo del cigüeñal.<sup>132</sup>

Para un buen ajuste a la realidad  $X_{1q}$  debe tender asintóticamente a 1 y en este caso se cumple, por lo que se puede considerar que los valores de  $a_1$  y  $m_1$  son correctos.

#### 4.2.7.3. Fase de combustión por difusión

La combustión por difusión es una fase más lenta y progresiva que la combustión de premezcla, por lo que no se producen subidas de presión tan bruscas. En esta fase se quema el combustible que no lo ha hecho en la fase de premezcla, la velocidad con la que lo haga depende de lo bien mezclados que estén los gases frescos y el combustible.

La combustión de difusión y la combustión de premezcla empiezan en el mismo momento, pero la combustión por difusión es más duradera, con valores comprendidos entre los 40 y los 80°.<sup>133</sup>

El ángulo de inicio de la combustión de difusión ( $\theta_{i2}$ ) es el mismo que el de inicio de la combustión de premezcla ( $\theta_{i2}$ ), como se ha dicho antes comienzan en el mismo momento, el ángulo de finalización de la combustión de premezcla ( $\theta_{f2}$ ), es

<sup>132</sup> Elaboración propia

<sup>133</sup> HEYWOOD JOHN B., Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw-Hill, 1988, EEUU, pg 780

el ángulo de inicio de la combustión de difusión más el ángulo ocupado por la combustión de difusión ( $\theta_2$ ):

$$\theta_{i2} = \theta_{AI} + \Delta\theta_r \quad [4 - 82]$$

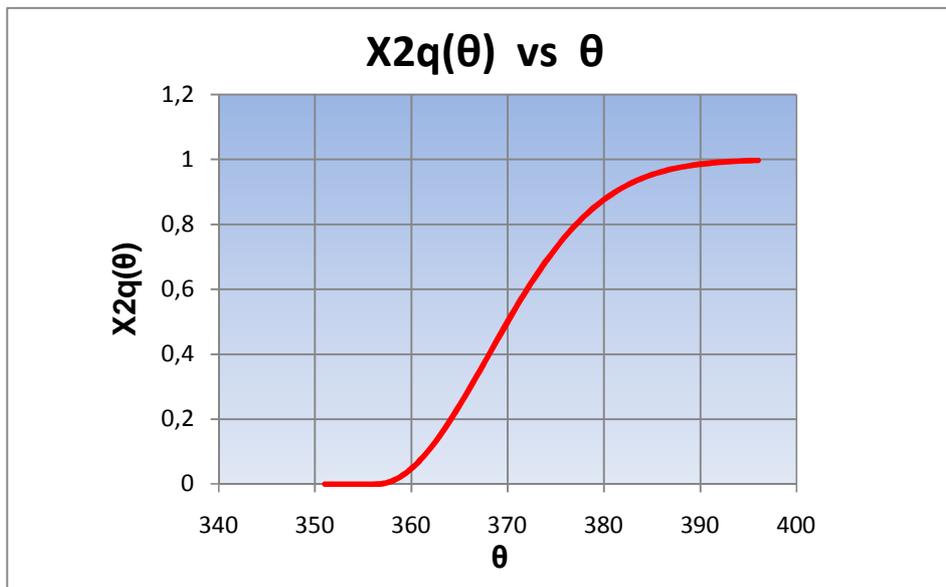
$$\theta_{f2} = \theta_{i2} + \Delta\theta_2 \quad [4 - 83]$$

Para comprobar la evolución de la masa quemada durante la combustión de difusión se realiza un bucle utilizando la Ley de Wiebe, con un valor de  $a_2 = 6$  y  $m_2 = 1$  (figura 4.11).

$$X_{2q}(\theta) = \left[ 1 - e^{\left[ -a_2 \cdot \left( \frac{\theta - \theta_{i2}}{\Delta\theta_2} \right)^{(m_2+1)} \right]} \right] \text{ si } \theta_{i2} \leq \theta \leq \theta_{f2} \quad [4 - 84]$$

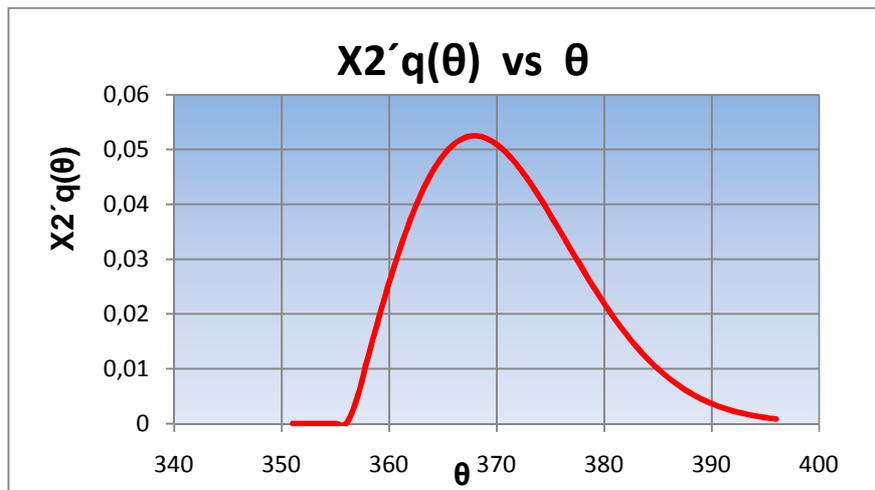
$$X_{2q}(\theta) = 0 \text{ si } \theta \leq \theta_{i2}$$

$$X_{2q}(\theta) = 1 \text{ si } \theta \geq \theta_{f2}$$



**Figura 4. 11** Evolución de la masa quemada en la combustión de difusión en función del ángulo del cigüeñal.<sup>134</sup>

<sup>134</sup> Elaboración propia



**Figura 4. 12** Evolución de la derivada de masa quemada en la combustión de difusión en función del ángulo del cigüeñal.<sup>135</sup>

Con la Ley de Wiebe para las dos fases de la combustión se aprecia la evolución de la masa quemada durante todo el proceso de combustión (figura 4.13).

$$X_q(\theta) = (X_{1q}(\theta) * q1) + (X_{2q}(\theta) * q2) \text{ si } \theta_{i1} \leq \theta \leq \theta_{f2} \quad [4 - 85]$$

$$X_q(\theta) = 0 \text{ si } \theta \leq \theta_{i1}$$

$$X_q(\theta) = 1 \text{ si } \theta \geq \theta_{f2}$$

$$q1 = \frac{\Delta\theta_r}{25,71 * F_r + 14,429} \quad [4 - 86]$$

$$q2 = \frac{(25,71 * F_r + 14,429) - \Delta\theta_r}{(25,71 * F_r + 14,429)} \quad [4 - 87]$$

Donde:

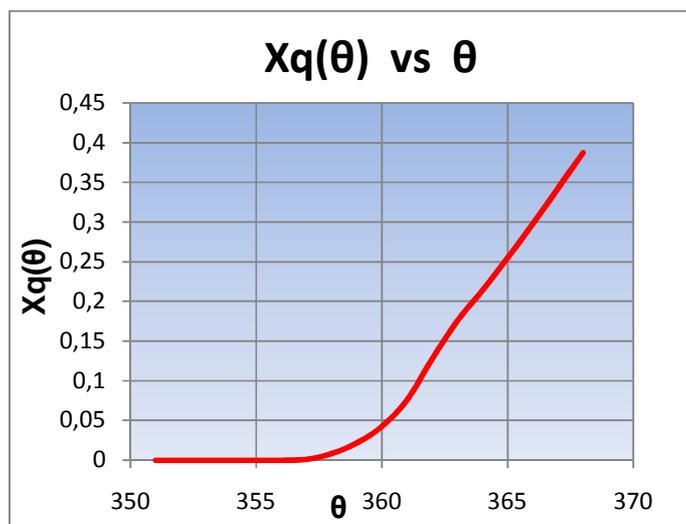
$q1$  = combustible quemado durante la fase de premezcla

$\Delta\theta_r$  = ángulo de retraso

$F_R$  = dosado relativo

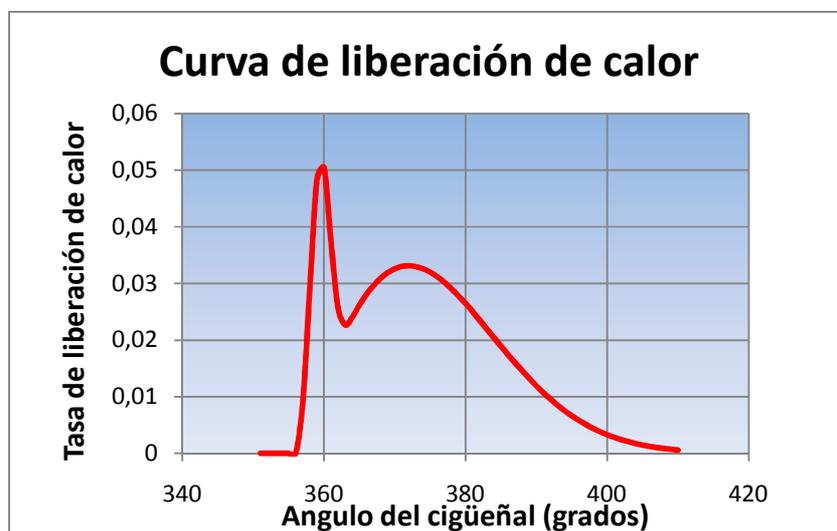
$q2$  = combustible quemado durante la fase de difusión

<sup>135</sup> Elaboración propia



**Figura 4.13** Evolución de la masa quemada total en función del ángulo del cigüeñal<sup>136</sup>

En la figura 4.14 se ve la evolución de la fracción de masa quemada, se distinguen las dos fases de la combustión. En primer lugar se observa que hay un pico muy pronunciado debido a la brusca liberación de energía ocurrida en la combustión de premezcla, en segundo lugar se observa otro pico más progresivo y duradero que se corresponde con la combustión de difusión.



**Figura 4. 14** Derivada de la fracción de masa quemada (Curva de liberación de calor)<sup>137</sup>

<sup>136</sup> Elaboración propia

<sup>137</sup> Elaboración propia

## 4.2.8. TRANSFERENCIA DE CALOR EN MOTORES

### 4.2.8.1. Transferencia de calor aportado por la combustión

Como se indicó en la sección 4.1.2.8.1. la tasa de transferencia de calor a través de los límites del sistema está dado por la ecuación [4 – 63]:

$$Q_n(\theta) = Q_{ch}(\theta) - Q_{ht}(\theta) \quad [4 - 78]$$

Donde:

$Q_n(\theta)$  = Calor en el transcurso del ciclo de trabajo [J]

$Q_{ch}(\theta)$  = Calor generado por la combustión [J]

$Q_{ht}(\theta)$  = Calor evacuado por las paredes del cilindro en el ciclo [J]

Se tiene que el calor aportado por la reacción de combustión  $Q_{ch}(\theta)$  en función del giro del cigüeñal de la siguiente forma<sup>138</sup>:

$$Q_{ch}(\theta) = m_{comb} * Q_l * \eta_{combustión} * \left( \frac{d}{d(\theta)} X_q(\theta) \right) \quad [4 - 88]$$

Donde:

$Q_{ch}(\theta)$  = Calor generado por la combustión. [J]

$m_{comb}$  = masa de combustible inyectado [kg]

$Q_l$  = Poder calorífico inferior del combustible [J/kg]

$\eta_{combustión}$  = Rendimiento de la combustión

$X_q(\theta)$  = Evolución de la masa quemada durante la combustión

#### 4.2.8.1.1. Rendimiento de la combustión

Este parámetro se obtiene a partir de un proceso empírico que tiene en cuenta el grado de disociación de los compuestos que intervienen en la combustión. Ésta se produce de forma muy rápida al comienzo dando lugar con esto a la formación de CO<sub>2</sub> y H<sub>2</sub>O que, a su vez, provoca un aumento de la temperatura que induce la disociación de estos mismos compuestos. Con ello, disminuye su concentración

<sup>138</sup> HEYWOOD JOHN B., Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw-Hill, EEUU, pg 553

haciendo disminuir, de este modo, la velocidad de reacción. Sin embargo, la tasa de creación de los compuestos es más elevada que la merma de éstos por el efecto de disociación. Finalmente se alcanza un estado de equilibrio químico donde la velocidad de formación de los compuestos se iguala a la de disociación.

Este efecto provoca una absorción de calor por parte de los gases producidos que origina una disminución del calor aportado a la combustión, hecho que concluye en una disminución en la temperatura del motor. El parámetro que evalúa dicho efecto es el rendimiento de la combustión, que para un motor de ciclo Diesel es del 0,96<sup>139</sup>. El valor predeterminado que se escoge en el programa es de:

$$\eta_{combustión} = 0,96$$

Cálculo de la derivada que aparece en la ecuación [4 – 88] se obtiene con la formula mostrada a continuación:

$$\frac{d}{d(\theta)} X_q(\theta) = \left[ \frac{a_1 * (m_1 + 1)}{\Delta\theta_1} * \left( \frac{\theta - \theta_{i1}}{\Delta\theta_1} \right)^{(m_1 + 1)} * e^{\left[ -a_1 * \left( \frac{\theta - \theta_{i1}}{\Delta\theta_1} \right)^{(m_1 + 1)} \right]} * q_1 \right] + \left[ \frac{a_2 * (m_2 + 1)}{\Delta\theta_2} * \left( \frac{\theta - \theta_{i2}}{\Delta\theta_2} \right)^{(m_2 + 1)} * e^{\left[ -a_2 * \left( \frac{\theta - \theta_{i2}}{\Delta\theta_2} \right)^{(m_2 + 1)} \right]} * q_2 \right] \quad [4 - 89]$$

#### 4.2.8.2. Transferencia de calor evacuado por las paredes del cilindro $Q_{ht}(\theta)$

Intentar modelar analíticamente la transferencia de calor es muy difícil, fundamentalmente se asume una temperatura interna promedio y cambiante en el interior del cilindro así como una temperatura media y constante en las paredes del mismo, para obtener una aproximación de este fenómeno.

En los motores térmicos es inevitable que se produzca transferencia de calor hacia las paredes del cilindro, el pistón y la culata, debido a esto es necesario refrigerar estas partes del motor lo que se traduce en pérdidas de la energía producida en la combustión, es importante evaluar correctamente estas pérdidas para poder realizar una simulación lo más realista posible.

<sup>139</sup> HEYWOOD JOHN B., Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw-Hill, EEUU, pg 82

La transferencia de calor se produce en su mayoría por convección forzada, aunque una pequeña parte también se produce por radiación, el coeficiente de flujo convectivo de calor incluye dicha transferencia de calor por radiación. Se puede obtener una buena aproximación, utilizando la Ley de enfriamiento de Newton<sup>140</sup>:

$$\frac{Q_{ht}(\theta)}{d\theta} = \frac{A_h(\theta) * h_c(\theta)}{\omega} * (T_g(\theta) - T_p) \quad [4 - 90]$$

Donde:

$Q_{ht}(\theta)$  = Calor evacuado por las paredes del cilindro en el ciclo [J]

$A_h(\theta)$  = Área instantánea de transferencia de calor [m<sup>2</sup>]

$h_c(\theta)$  = Coeficiente de flujo convectivo de calor [W/K m<sup>2</sup>]

$T_g(\theta)$  = Temperatura en el interior del cilindro en el ciclo de trabajo. [K]

$T_p$  = Temperatura media en las paredes de la cámara de combustión [K]

$\omega$  = Velocidad angular [rad/seg]

Los parámetros necesarios para resolver esta ecuación se muestran a continuación

#### 4.2.8.2.1. Área instantánea de transferencia de calor ( $A_h$ )

El área de transferencia de calor, es un parámetro determinante a la hora de evaluar las pérdidas por transferencia de calor, cuanto mayor sea la superficie de transferencia hay más pérdidas. Para poder determinar el área de transferencia de calor en función del ángulo de cigüeñal se cuenta con la siguiente función, en la que se incluyen el área de la cámara de combustión, del pistón y de la pared del cilindro.

$$A_h(\theta) = \pi * B * x(\theta) + \frac{\pi * D^2}{2} \quad [4 - 91]$$

Donde:

$B$  = Diámetro del cilindro [m]

$x(\theta)$  = Desplazamiento del pistón en función del ángulo del cigüeñal [m]

<sup>140</sup> HEYWOOD JOHN B., Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw-Hill, EEUU, pg 678

4.2.8.2.2. *Desplazamiento del pistón en función del ángulo del cigüeñal:*

$$x(\theta) = l + a - a * \text{Cos}(\theta) - \sqrt{l^2 - a^2 * \text{Sen}^2(\theta)} \quad [4 - 92]$$

Donde:

$l$  = longitud de la biela [m]

$a$  = radio del cigüeñal [m]

4.2.8.2.3. *Coefficiente de flujo convectivo de calor ( $h_c$ )*

La correlación de Woschni se emplea habitualmente en motores como el estudiado para predecir la transferencia de calor, permite calcular el coeficiente de flujo convectivo de calor ( $h$ ), Considerando  $h$  en (W/m<sup>2</sup>.K), en el punto 1, este es función del diámetro del cilindro ( $B$ ), la presión de los gases en el punto 1 ( $P_1$ ), la temperatura de los gases en el punto 1 ( $T_1$ ) y la velocidad media de los gases  $u_{gm}$ .<sup>141</sup>

$$h_c(\theta)_i = 3,26 * B^{-0,2} * (P(\theta)_i * 10^{-3})^{0,8} * T(\theta)_i^{-0,55} * u_{gm}(\theta)_i^{0,8} \quad [4 - 93]$$

Donde:

$B$  = Diámetro del cilindro [m]

$P(\theta)_i$  = Presión instantánea en el transcurso del ciclo [Pa]

$T(\theta)_i$  = Temperatura instantánea en el transcurso del ciclo [K]

$u_{gm}(\theta)_i$  = velocidad media de los gases en el transcurso del ciclo [m/seg]

El cálculo de la velocidad media de los gases ( $u_{gm}$ ) se realiza con la fórmula que se muestra a continuación:

$$u_{gmi+1} = C_1 * u_m + C_2 * \left[ \left( \frac{V(\theta) * T \sin \text{combustión}_{ic}}{P \sin \text{combustión}_{ic} * V_{ic}} \right) * (P_{i+1} - P \sin \text{combustión}_{i+1}) \right]$$

[4 - 94]

<sup>141</sup> HEYWOOD JOHN B., Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw-Hill, EEUU, ecuaciones [4-93] y [4-94],pg 679-680-681

Los coeficientes  $C_1$  y  $C_2$ , toman los valores  $C_1= 6,18$  para el proceso de admisión y  $C_2=0$  para el proceso de escape, como puede observarse en la tabla 4.7.

**Tabla 4.8** Coeficientes  $C_1$  y  $C_2$ <sup>142</sup>

	Coeficiente $C_1$	Coeficiente $C_2$
Renovación de la carga	6,18	0
Compresión	2,28	0
Combustión - Expansión	2,28	$3,24 * 10^{-3}$

Donde:

$u_m$  = Velocidad media del pistón [m/seg]

$V(\theta)$  = Volumen instantáneo [ $m^3$ ]

$T_{sin\ combustion_{ic}}$  = Temperatura de la carga al final de la admisión en el ciclo sin combustión [°K].

$P_{sin\ combustion_{ic}}$  = Presión de la carga al final de la admisión en el ciclo sin combustión [Pa].

$V_{ic}$  = Volumen del cilindro al inicio de la compresión [ $m^3$ ]

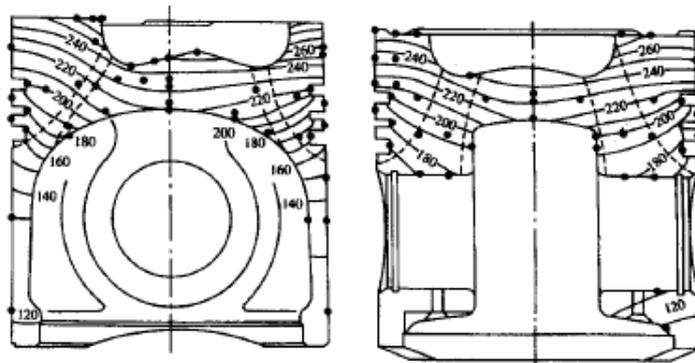
$P_{i+1}$  = Presión instantánea en el transcurso del ciclo [Pa]

$P_{sin\ combustion_{i+1}}$  = Presión instantánea en el ciclo sin combustión [Pa]

4.2.8.2.4. *Temperatura media en las paredes de la cámara de combustión y el cilindro*  
( $T_p$ )

La temperatura media de la pared del cilindro, se tiene que estimar, para lo cual se va hacer uso de la figura 4.15 en la cual se puede ver la distribución de temperaturas en el interior del cilindro, medidas en un motor diesel rápido, a 3000 rpm y a plena carga.

<sup>142</sup> HEYWOOD JOHN B., Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw-Hill, EEUU, pg 680



Isothermal contours (solid lines) and heat flow paths (dashed lines) determined from measured temperature distribution in piston of high-speed DI diesel engine. Bore 125 mm, stroke 110 mm,  $r_c = 17$ , 3000 rev/min, and full load.

**Figura 4.15** Distribución de temperaturas en el cilindro.<sup>143</sup>

Para este motor se toma una temperatura media de las paredes del cilindro ( $T_p$ ) de  $80^\circ$ , 353 K, ya que se trata de un motor más lento y más grande que el de la figura, en el que la temperatura que se alcanza en el interior del cilindro es menor.

#### 4.2.8.2.5. Temperatura en el interior del cilindro en el ciclo de trabajo $T_g$

La fórmula que define la temperatura en el interior del cilindro es:

$$T_g = \frac{P(\theta) \cdot V(\theta)}{m_1 \cdot R g_{aire}} \quad [4 - 84]$$

### 4.2.8.3. Procedimiento para la simulación del ciclo

#### 4.2.8.3.1. Ciclo sin combustión

Para obtener los valores de  $T_{\text{sin combustión}}$ ;  $P_{\text{sin combustión}}$  necesarias para la ecuación [4 – 83] se lo debe realizar en un ciclo sin combustión es decir sin que se realice el proceso de combustión, es decir, como si el motor estuviese accionado por una fuente de energía mecánica externa. A esto se le llama “motor arrastrado”.

Las condiciones al inicio del ciclo de expansión serían las mismas que se detallaron anteriormente:

<sup>143</sup> HEYWOOD JOHN B., Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw-Hill, 1988, EEUU, pg 698

$$\forall \theta \in [217 \dots \dots \dots 540]$$

Inicio del ciclo:  $217^\circ$

Final del ciclo:  $540^\circ$

Presión al inicio del ciclo:  $P_{ic} = P_1$

Temperatura al inicio del ciclo:  $T_{ic} = T_1$

Coefficiente de convección de calor al inicio del ciclo:  $h_{ic} = h_1$

El cálculo de las ecuaciones para modelar el ciclo sin combustión será un proceso iterativo que seguirá de la siguiente forma:

$$Q_{ht\ i+1} = \frac{A_h(\theta) * h_i}{\omega} (T_i - T_p)$$

$$P_{i+1} = P_i * \left( 1 - \frac{\gamma(T_i(\theta))}{V(\theta)} * \frac{dV(\theta)}{d\theta} \right) + \frac{\gamma(T_i(\theta)) - 1}{V(\theta)} * Q_{ht\ i+1}$$

$$T_{i+1} = T_i * \left[ \left( \frac{T_i}{P_i} \right) * \left( P_{i+1} - P_i + \left( \frac{T_i}{V(\theta)} \right) * \frac{dV(\theta)}{d\theta} \right) \right]$$

$$h_{i+1} = 3,26 * B^{-0,2} * (P_{i+1} * 10^{-3})^{0,8} * (T_{i+1})^{-0,55} * (2,28 * u_m)^{0,8}$$

Ciclo completo

$$\forall \theta \in [217 \dots \dots \dots 540]$$

Inicio del ciclo:  $217^\circ$

Final del ciclo:  $540^\circ$

Presión al inicio del ciclo  $P_{ic} = P_1$

Temperatura al inicio del ciclo  $T_{ic} = T_1$

Coefficiente de convección de calor al inicio del ciclo:

$$h_{ic} = h_1$$

Los valores de  $P_{ic}$ ,  $T_{ic}$ ,  $h_{ic}$  serán los mismos que los calculados en el ciclo sin combustión:

$$P_{ic} = P_1$$

$$T_{ic} = T_1$$

$$h_{ic} = h_1$$

$$m_{ic} = m_{1\text{e}}$$

El cálculo de las ecuaciones para modelar el ciclo completo será un proceso iterativo que seguirá de la siguiente forma:

$$T_g = \frac{P_i * V(\theta)}{m_{1'} * R_g A}$$

$$Q_{ch\ i+1} = m_c * Q_l * \eta_{comb} * \left( \frac{d}{d(\theta)} X_q(\theta) \right)$$

$$Q_{ht\ i+1} = \frac{A_h(\theta) * h_i}{\omega} (T_g - T_{pared})$$

$$P_{i+1} = P_i * \left( 1 - \frac{\gamma(T_i(\theta))}{V(\theta)} * \frac{dV(\theta)}{d\theta} \right) + \frac{\gamma(T_i(\theta)) - 1}{V(\theta)} * (Q_{ch\ i+1} - Q_{h\ i+1})$$

$$T_{i+1} = T_i * \left[ \left( \frac{T_i}{P_i} \right) * \left( P_{i+1} - P_i + \left( \frac{T_i}{V(\theta)} \right) * \frac{dV(\theta)}{d\theta} \right) \right]$$

$$u_{gm\ i+1} = C_1 * u_m + C_2 * \left[ \left( \frac{V(\theta) * T \sin \text{combustión}_{ic}}{P \sin \text{combustión}_{ic} * V_{ic}} \right) * (P_{i+1} - P \sin \text{combustión}_{i+1}) \right]$$

	Coeficiente C <sub>1</sub>	Coeficiente C <sub>2</sub>
Renovación de la carga	6,18	0
Compresión	2,28	0
Combustión - Expansión	2,28	3,24 * 10 <sup>-3</sup>

$$h_{i+1} = 3,26 * B^{-0,2} * (P_{i+1} * 10^{-3})^{0,8} * (T_{i+1})^{-0,55} * (2,28 * u_{m\ i+1})^{0,8}$$

$$W_i = \frac{1}{2} (P_i + P_{i+1}) * (V_{i+1} - V_i)$$

Simulación de la renovación de la carga del ciclo, admisión y escape

$$\forall \theta \in [541 \dots \dots \dots 720]$$

$$P_{541 \dots \dots \dots 720} = P_e$$

$$T_{541 \dots \dots \dots 720} = T_{amb}$$

$$h_{541 \dots \dots \dots 720} = 3,26 * B^{-0,2} * (P_e * 10^{-3})^{0,8} * (T_{amb})^{-0,55} * (6,18 u_m)^{0,8}$$

$$Q_{ht}(\theta) = \frac{Ah(\theta)}{\omega} * h_{541 \dots \dots \dots 720} * (T_{541 \dots \dots \dots 720} - T_{pared})$$

$$\forall \theta \in [0 \dots \dots \dots 217]$$

$$P_{0 \dots \dots \dots 217} = P_{ad}$$

$$T_{0 \dots \dots \dots 217} = T_1$$

$$h_{0 \dots \dots \dots 217} = 3,26 * B^{-0,2} * (P_{amb} * 10^{-3})^{0,8} * (T_{ad})^{-0,55} * (6,18 u_m)^{0,8}$$

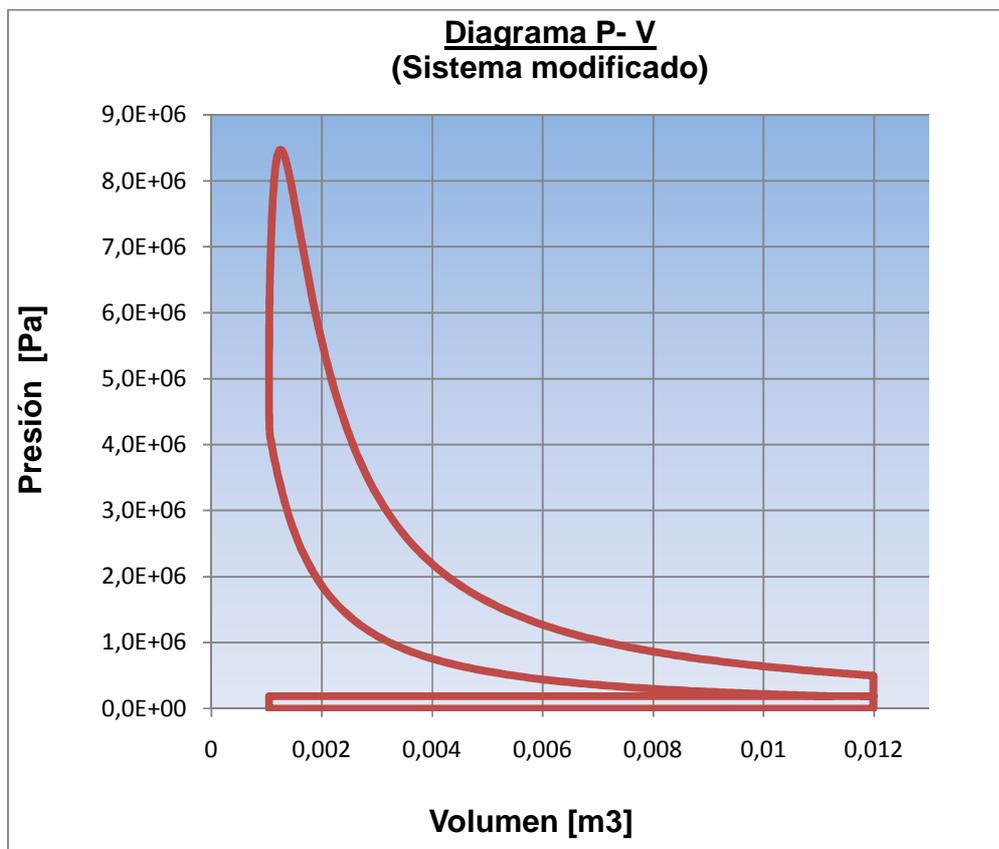
$$Q_{ht}(\theta) = \frac{Ah(\theta)}{\omega} * h_{0 \dots \dots \dots 217} * (T_{0 \dots \dots \dots 217} - T_{pared})$$

#### 4.2.8.4. Resultados obtenidos en la modelización del ciclo.

Diagrama P – V

Este Diagrama es el más importante de la simulación y en él se representa la evolución de la presión en función del volumen en el interior del cilindro.

El trabajo realizado por el motor en un ciclo se corresponde con el área encerrada en el bucle que forma la gráfica.

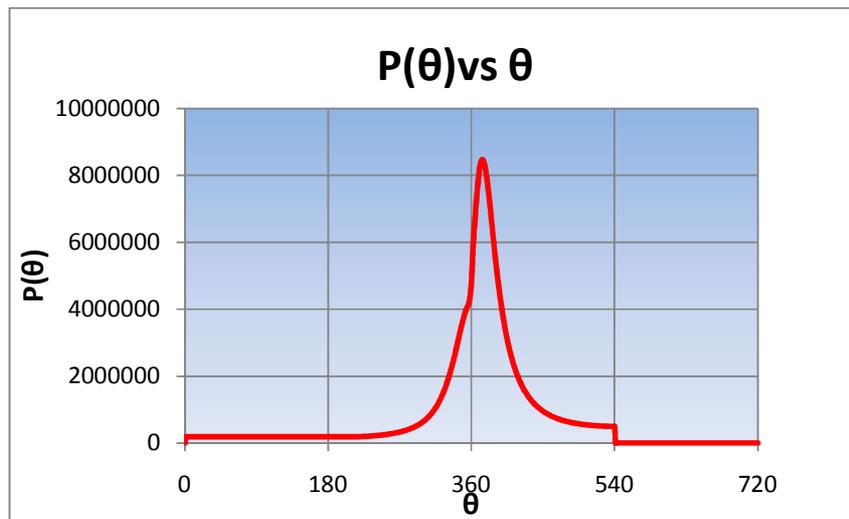


**Figura 4. 16** Evolución de la presión [Pa] en función del volumen [m<sup>3</sup>]<sup>144</sup>

#### Diagrama P – $\theta$

En la figura 4.17 se representa la evolución de la presión en el interior del cilindro en función del ángulo de giro del cigüeñal. Se puede comprobar cómo la presión aumenta de forma considerable en el intervalo angular que tiene lugar la compresión, llegando a su máximo en el momento de la combustión alcanzando un valor de 8472349,2[Pa] cuando el cigüeñal ha girado 374 °, justo después del PMS, a continuación de la combustión, posteriormente la presión disminuye de nuevo pero no llega al valor del inicio debido a la presión de los gases de la combustión.

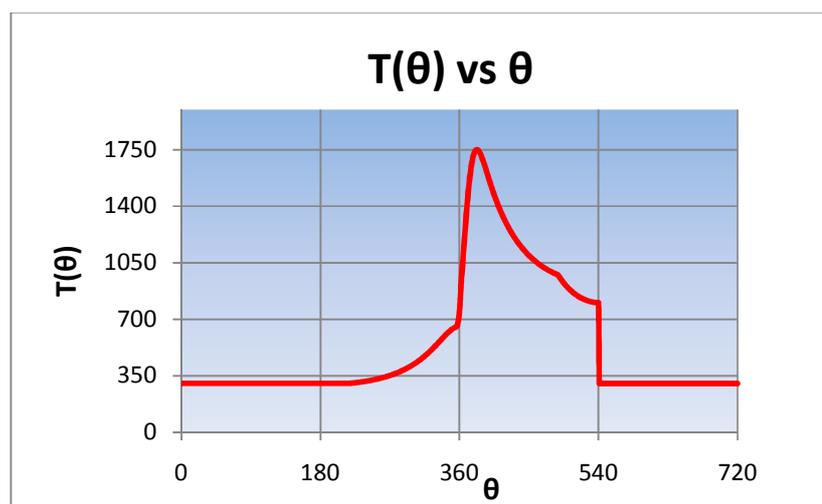
<sup>144</sup> Elaboración propia



**Figura 4. 17** Evolución de la presión [Pa] en función del ángulo del cigüeñal.<sup>145</sup>

Diagrama  $T(\theta) - \theta$

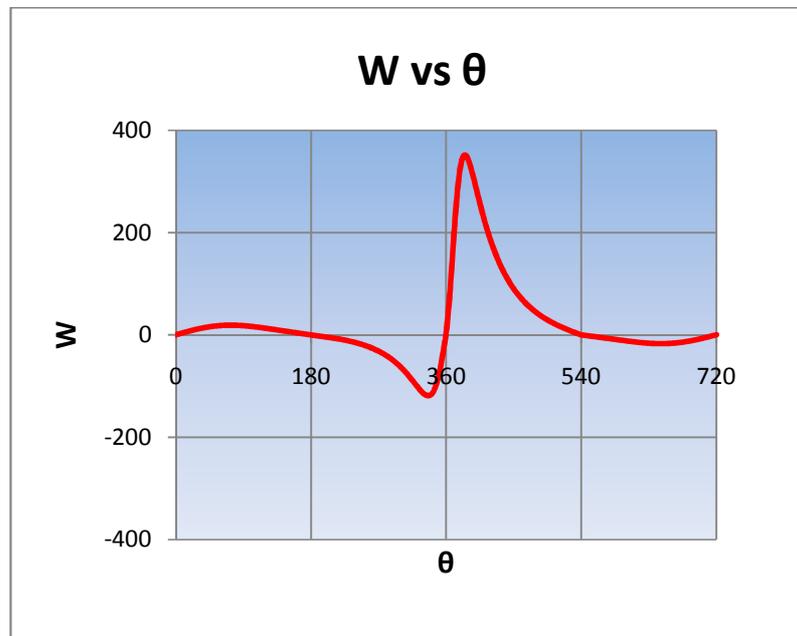
La figura 4.18 muestra como la temperatura va aumentando a medida que avanza el ángulo del cigüeñal, debido a la compresión que están sufriendo los gases del interior, alcanzando su valor máximo de 1750,67 [K] en el momento de la combustión, cuando el cigüeñal ha girado 382 grados, posteriormente el valor disminuye aunque de forma contenida debido a la presencia de gases calientes en el interior del cilindro.



**Figura 4.18** Evolución de la temperatura [K] en función del ángulo del cigüeñal.<sup>146</sup>

<sup>145</sup> Elaboración propia

### Diagrama Trabajo indicado – $\theta$



**Figura 4.19** Evolución del trabajo indicado [J] en función del ángulo del cigüeñal.<sup>147</sup>

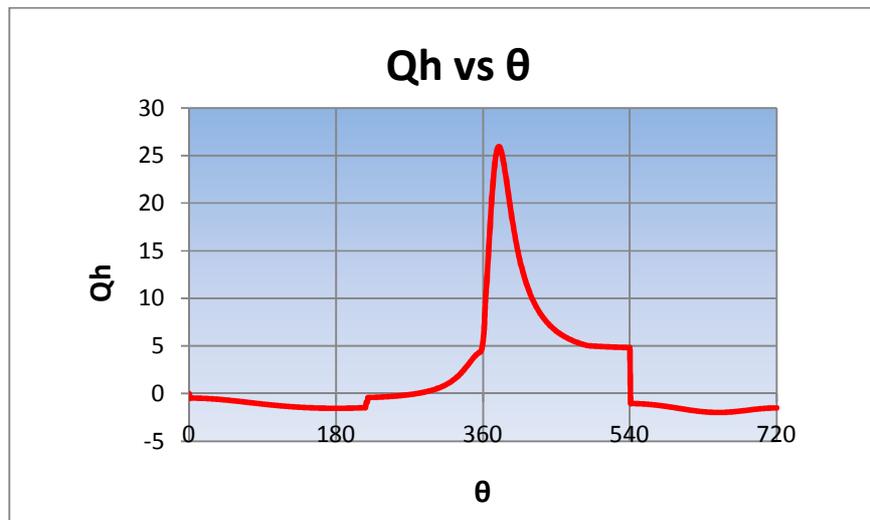
En la figura 4.19 indica como el trabajo disminuye tomando valores negativos durante la fase de compresión, esto quiere decir que comprimir la mezcla de gases es un proceso que requiere trabajo, para a continuación aumentar radicalmente tomando valores positivos durante la fase de combustión y expansión, en esta fase se genera trabajo. El trabajo generado es mucho mayor que el requerido, de lo contrario el motor no generaría trabajo.

### Diagrama Pérdidas de calor $Q_h - \theta$

En la figura 4.20 el valor de las pérdidas de calor no es muy elevado, ya que se trata de un motor muy grande en el que la velocidad de los gases es muy pequeña (además se tiene que corregir el valor del coeficiente  $C_1$  en el intervalo angular ocupado por la combustión, expansión y escape) y en el que la temperatura interior tampoco es muy elevada.

<sup>146</sup> Elaboración propia

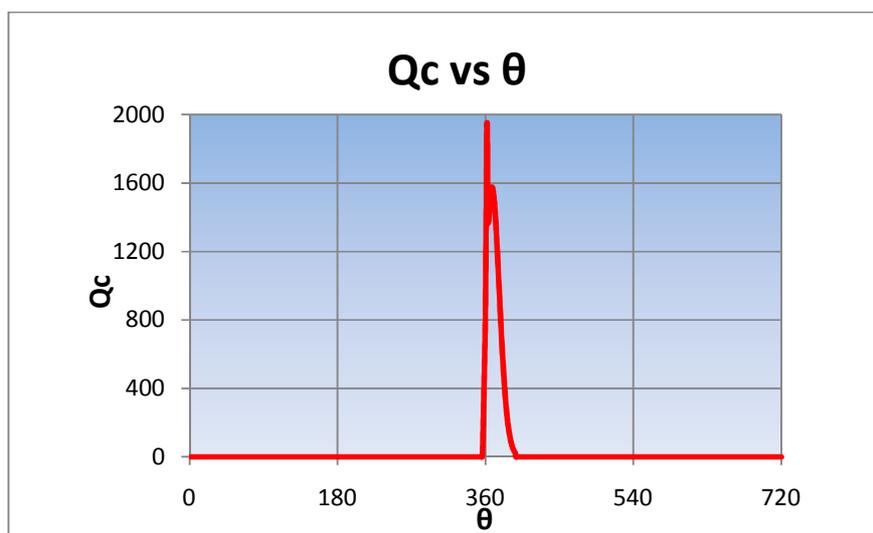
<sup>147</sup> Elaboración propia



**Figura 4.20** Pérdidas de calor a través de las paredes del cilindro [W] a lo largo del ciclo.<sup>148</sup>

#### Diagrama Calor por combustión $Q_c - \theta$

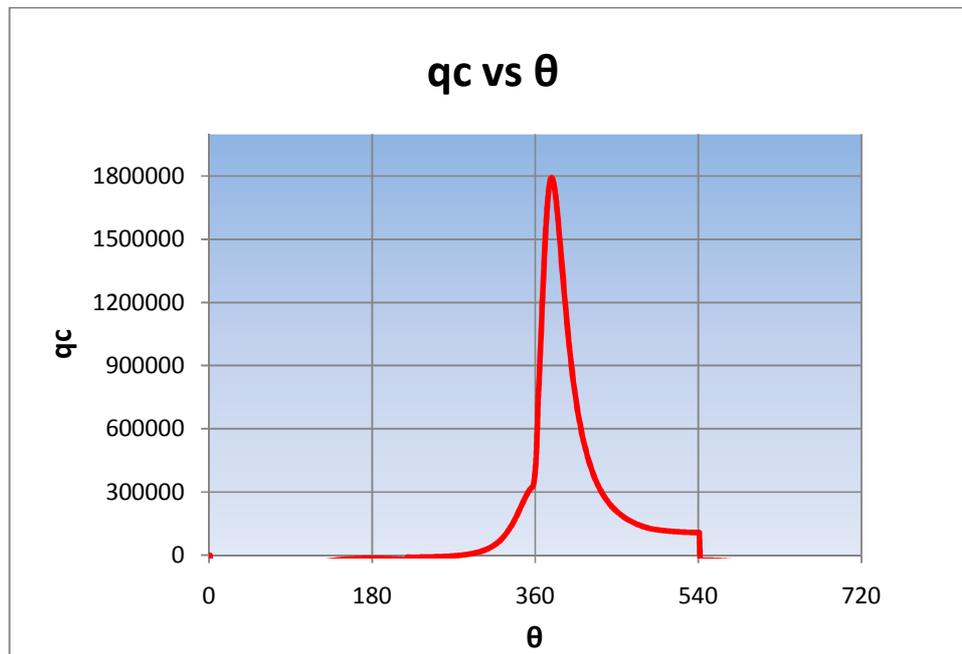
Lo más significativo que se destaca en la figura 4.21 es el calor producido en las dos fases de la combustión, en primer lugar se observa un pico que corresponde con el calor obtenido en la combustión de premezcla y seguidamente se produce otro correspondiente con el calor obtenido en la fase de combustión de difusión.



**Figura 4.21** Calor generado por combustión [W] a lo largo del ciclo.<sup>149</sup>

<sup>148</sup> Elaboración propia

Diagrama Calor evacuado  $q_c$ , por  $m^2$ , en función de  $\theta$



**Figura 4.22** Flujo de calor [ $W/m^2$ ] en función del ángulo del cigüeñal.<sup>150</sup>

En la figura 4.22 se ve como la transferencia de calor aumenta con la compresión, puesto que la temperatura va aumentando y a mayor temperatura mayor pérdidas por transferencia, llegando al máximo durante la combustión que es el punto de mayor temperatura, para volver a disminuir de nuevo según disminuye la temperatura.

### **4.3. RESULTADO DE LA UBICACIÓN DE LOS PUERTOS DE MUESTREO SEGÚN LA NUEVA CONFIGURACIÓN EN EL DUCTO DE ESCAPE.**

#### **4.3.1. IMPLEMENTACIÓN DE LA APLICACIÓN**

Para realizar la aplicación informática sobre el modelo de cálculo del ciclo termodinámico del motor diesel ha sido necesaria la utilización de la herramienta Microsoft Excel que, además de poder aplicar fórmulas en las diferentes hojas de

<sup>149</sup> Elaboración propia

<sup>150</sup> Elaboración propia

cálculo, permite vincular éstas entre sí de tal manera que se pueden crear las llamadas macros.

En una aplicación Visual Basic el programa está formado por una parte de código y otras partes asociadas a los objetos de la interface gráfica. En este caso la interface gráfica está creada en Microsoft Excel y la parte de código es la macro. Las macros permiten simplificar acciones de forma rápida y mucho más sencilla que si sólo se utilizara Microsoft Excel para crear la simulación.

Una vez obtenido el modelo de cálculo explicado en la sección anterior y plasmada en las diferentes hojas de Microsoft Excel, éstas se han tenido que adaptar para poder utilizar la macro y la pequeña aplicación informática sobre dicho modelo.

Además de esto se han tenido que aplicar fórmulas encargadas de colocar los datos en el sitio adecuado cada vez que se realiza una nueva simulación, debido a que el rango de datos del ciclo a estudiar es variable ya que tiene como parámetros de entrada la contrapresión, temperatura, presión barométrica y características de los motores tanto en geometría como en funcionamiento que obligan a hacer modificaciones en el formato original.

Todos los parámetros escogidos como parámetros de entrada han sido vinculados de manera que al cambiar un parámetro se modifique automáticamente en todas las hojas del modelo.

#### **4.2.1.1. Pasos para ejecutar la simulación**

Abrir el archivo de Microsoft Excel (SIMULACIÓN MOTORES ALCO) y habilitar el contenido de este archivo (figura 4.23).

El Formulario se ejecutara una vez pulsado el botón denominado “SIMULACIÓN” que se encuentra en la parte inferior de la tabla de cálculo de Excel donde posteriormente se obtendrán los resultados de la simulación para una determinada estación y correspondiente fuente fija (figura 4.24).

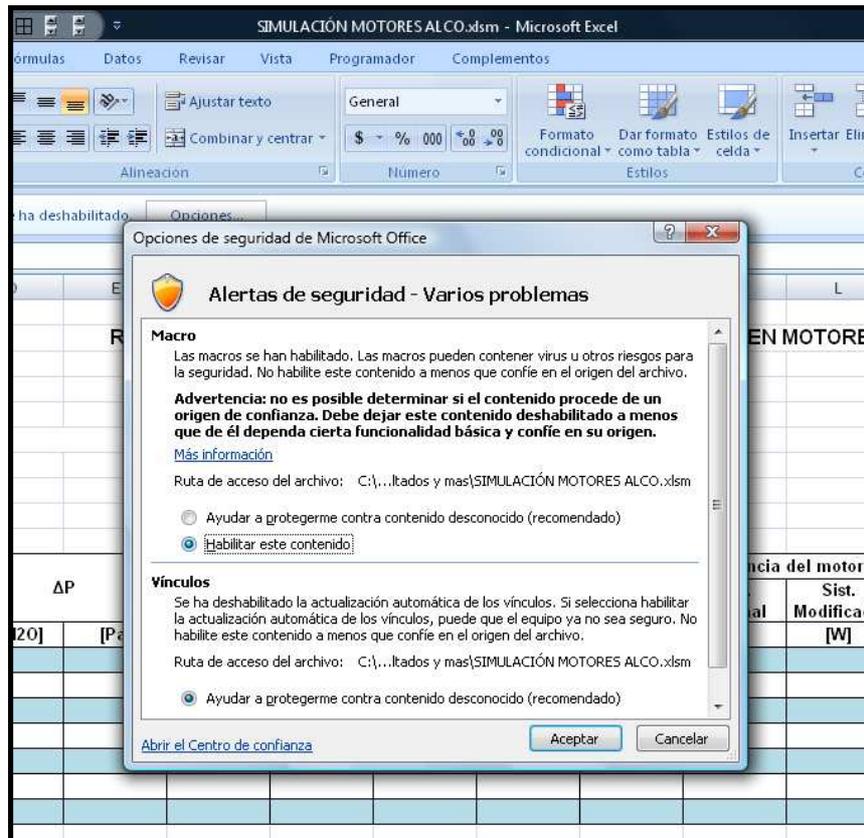


Figura 4. 23 Entorno del programa para simular el motor ALCO<sup>151</sup>

Se debe escoger una de las 5 estaciones en la que se desee realizar la simulación y a demás una de las 7 fuentes fijas, obteniendo de esta manera los datos correspondientes a:

Número de cilindros y la presión barométrica (Pa).

Se debe ingresar los datos correspondientes a:

Régimen de giro (RPM) en el que se encuentra operando el Motor, la temperatura ambiental (K), y la contrapresión (in H<sub>2</sub>O) calculadas previamente debido a la nueva modificación del sistema de escape (figura 4.25).

<sup>151</sup> Elaboración propia

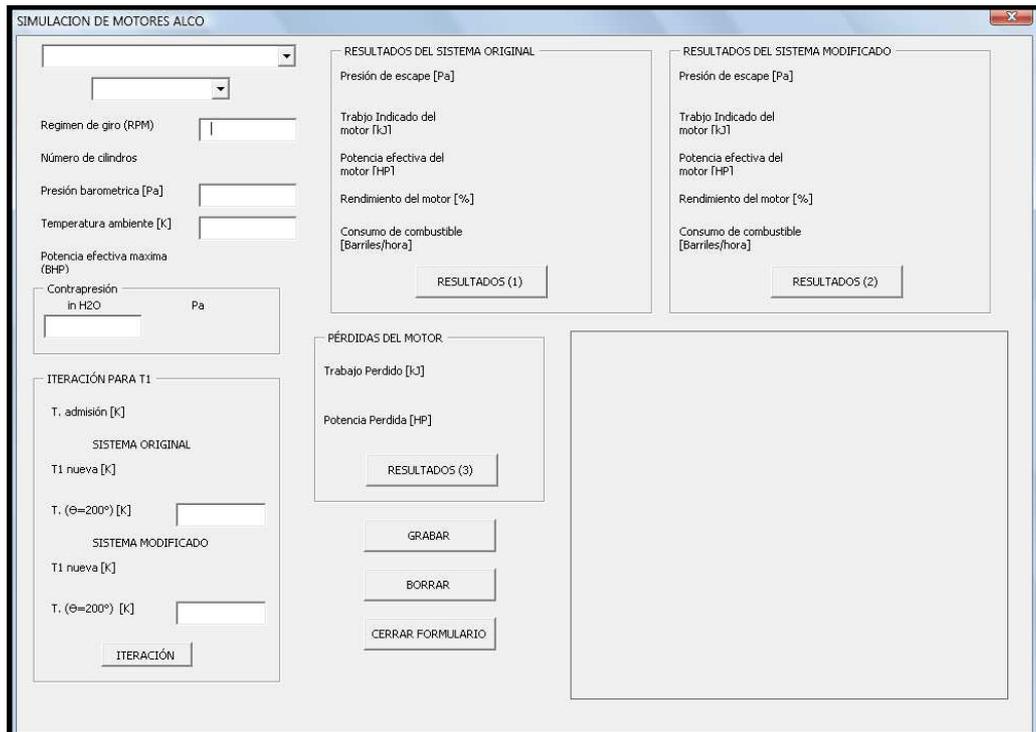


Figura 4.24 Entorno del programa para simular el motor ALCO<sup>152</sup>

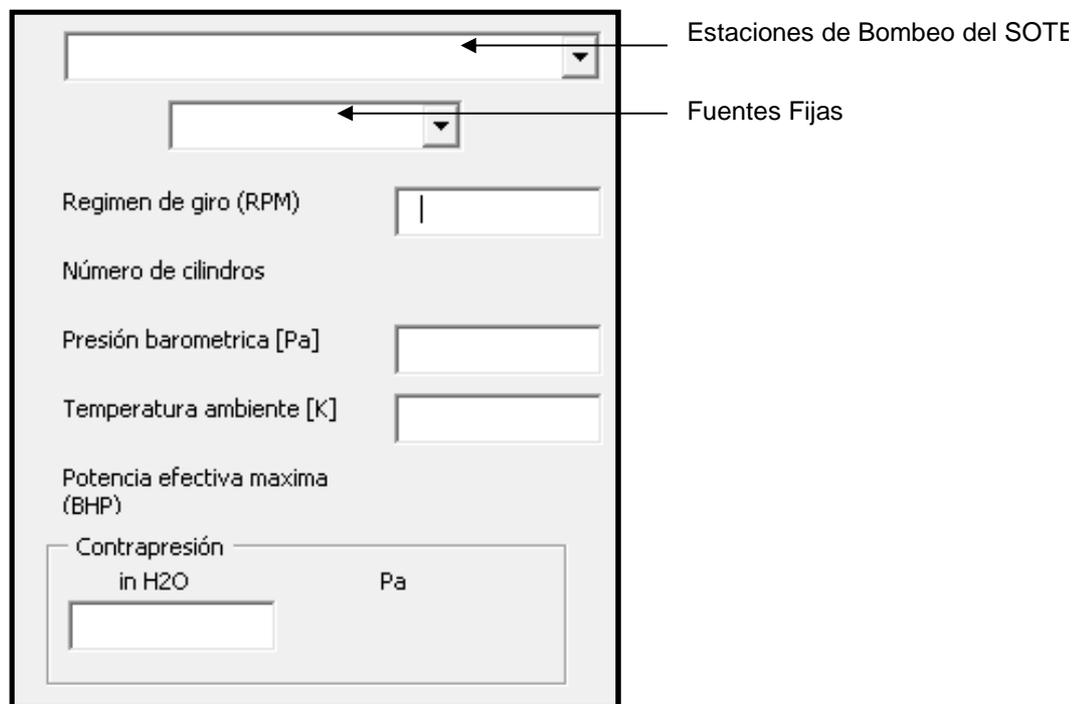


Figura 4.25 Casillas de datos<sup>153</sup>

<sup>152</sup> Elaboración propia

Antes de obtener los resultados del motor, se realiza la iteración para la temperatura 1, haciendo un clic en el botón "ITERACIÓN". Obteniendo que la temperatura a  $\theta=217^\circ$  (inicio del ciclo) y la  $T_1$  nueva para cada sistema sean semejantes (figura 4.26), además de la temperatura se obtiene haciendo un clic mas en el mismo botón para obtener la potencia efectiva del motor para el correspondiente régimen de giro y a la temperatura ambiente correspondientes.

Para la obtención de resultados se procede a pulsar los botones de la siguiente manera:

RESULTADO (1): un clic, obteniendo los resultados de las prestaciones del motor con su sistema de escape original.

RESULTADO (2): un clic, obteniendo los resultados de las prestaciones del motor con su sistema de escape modificado.

RESULTADO (3): un clic, obteniendo los resultados de las pérdidas del motor y a la vez poder visualizar el diagrama Presión - Volumen del ciclo termodinámico para el sistema modificado.

ITERACIÓN PARA T1	
T. admisión [K]	299,378
SISTEMA ORIGINAL	
T1 nueva [K]	303,216
T. ( $\theta=217^\circ$ ) [K]	<input type="text" value="303,216"/>
SISTEMA MODIFICADO	
T1 nueva [K]	303,219
T. ( $\theta=217^\circ$ ) [K]	<input type="text" value="303,219"/>
<input type="button" value="ITERACIÓN"/>	

**Figura 4.26** Casillas para calcular la temperatura de inicio del ciclo de compresión<sup>154</sup>

<sup>153</sup> Elaboración propia

<sup>154</sup> Elaboración propia

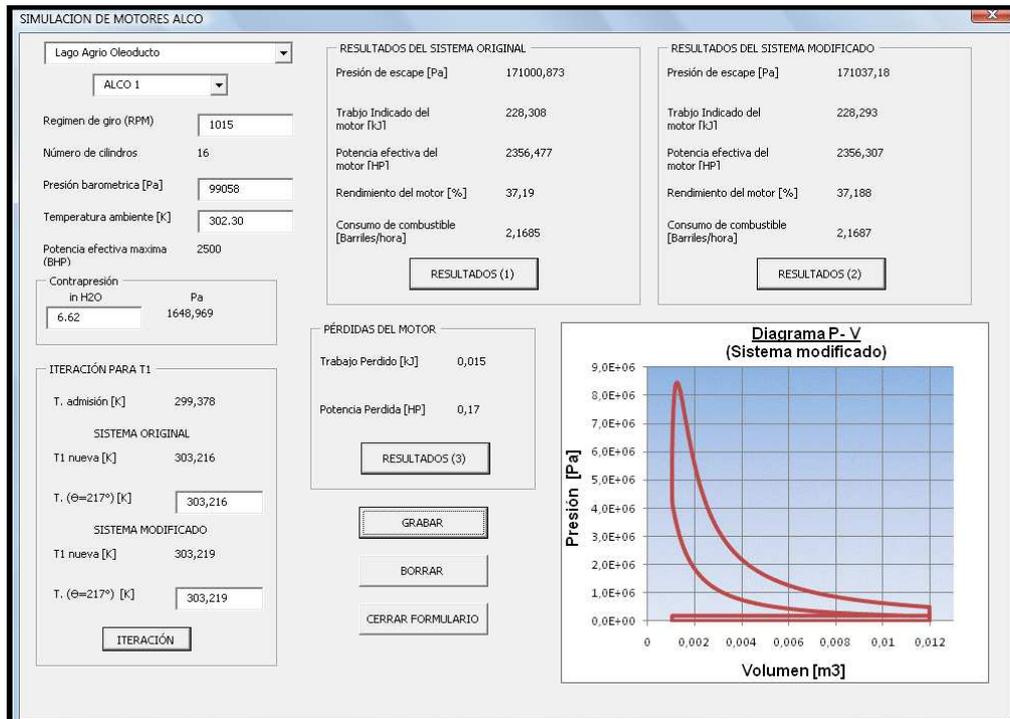


Figura 4.27 Resultados de la simulación del ciclo<sup>155</sup>

Los resultados obtenidos los podemos tener expuestos en la tabla de cálculo de Microsoft Excel con solo pulsar el botón “GRABAR”.

Para realizar la simulación de la siguiente fuente fija es necesario grabar estos resultados y a continuación pulsar el botón “BORRAR” y eliminara todos los datos y resultados en este formulario para continuar con la simulación de la siguiente fuente fija de la misma estación seleccionada al inicio.

Una vez terminado con la simulación de la estación seleccionada y de cada fuente fija, se procede a cerrar el formulario haciendo clic en el botón “CERRAR FORMULARIO”, con esto regresamos a la hoja de cálculo de Excel observando que se encuentra llena con los valores de cada fuente fija (figura 4.28).

Se debe realizar un cambio en estos valores ya que se encuentran almacenados como texto, para esto se selecciona todos los valores que tengan este problema y a continuación hacemos clic en la opción “Convertir en número”, de esta manera

<sup>155</sup> Elaboración propia

podemos realizar cualquier cambio en estos valores como es por ejemplo el de disminuir decimales, así como también el de poder imprimir esta hoja de resultados.

Para iniciar una nueva simulación lo primero que se debe hacer es eliminar el contenido de la tabla de cálculo de Excel pulsando el botón “BORRAR CONTENIDO” que se encuentra en la parte inferior de esta.

RESULTADOS DE LA MODIFICACION DEL SISTEMA DE ESCAPE EN MOTORES ALCO																
EP-PETROECUADOR																
Estación:		Lago Agrio Oleoducto														
Régimen de giro RPM:		1015														
Número de cilindros del motor:		16														
Presión barométrica [kPa]:		99,058														
[HP]:		2500														
Fuente Fija	Temp ambiente	ΔP Sist. Modificado			Pe		Trabajo indicado del motor		Trabajo perdido	Potencia efectiva del motor		Potencia perdida	Rendimiento del motor		Consumo de combustible	
		[K]	[in H2O]	[kPa]	Sist. Actual [kPa]	Sist. Modifica [kPa]	Sist. Actual [kJ]	Sist. Modifica [kJ]		Sist. Actual [HP]	Sist. Modifica [HP]		Sist. Actual [%]	Sist. Modifica [%]	Sist. Actual [Barriles/h]	Sist. Modifica [Barriles/h]
ALCO 1	302,30	6,62	1,649	175,001	17	220,369	220,293	0,815	2356,476	2356,307	0,169	37,19	37,189	2,1638	2,1687	
ALCO 2	302,70	6,84	1,704	171,055	17	227,859	227,843	0,815	2351,371	2351,196	0,175	37,172	37,17	2,1638	2,164	
ALCO 3	313					216,478	216,463	0,815	2222,295	2222,117	0,178	36,725	36,723	2,045	2,0452	
ALCO 4	297					233,892	233,795	0,817	2419,79	2419,6	0,19	37,287	37,286	2,2259	2,226	
ALCO 5	308					222,426	222,405	0,831	2289,873	2289,52	0,353	36,974	36,974	2,1072	2,1075	
ALCO 6	309					221,075	221,06	0,815	2274,431	2274,258	0,173	36,911	36,909	2,093	2,0932	
ALCO 7	305					224,44	224,425	0,815	2310,605	2310,426	0,179	37,04	37,039	2,0291	2,0293	

Figura 4. 28 Entorno del programa<sup>156</sup>

#### 4.3.2. PÉRDIDAS EN LAS PRESTACIONES DEL MOTOR

Las tablas que se muestran a continuación indican las pérdidas en potencia, consumo de combustible y rendimiento de cada motor en las cinco estaciones de bombeo del SOTE a causa de la implementación de la nueva longitud en los ductos de escape de acuerdo a lo que establece la Norma Tulas Libro VI anexo 3 y la contrapresión producida por esta nueva implementación.

Como se ha mencionado, estas pérdidas se han cuantificado con la ayuda del programa simulado. Se destaca que las prestaciones del motor no varían sustancialmente en comparación al funcionamiento actual, lo que conlleva a

<sup>156</sup> Elaboración propia

concluir que la implementación se la puede realizar sin ningún problema en los 35 motores de las cinco estaciones de Bombeo del SOTE.

En las tablas muestran los valores de las pérdidas de cada una de los motores en su respectiva estación; los valores de la contrapresión son los resultados obtenidos en el capítulo III.

Tabla 4. 9 Resultados de la modificación del sistema de escape en motores ALCO Estación Lago Agrio<sup>157</sup>

EP-PETROECUADOR

Estación: Lago Agrio Oleoducto  
 Régimen de giro RPM: 1015  
 Numero de cilindros del motor: 16  
 Presión barométrica [kPa]: 99,058  
 Potencia efectiva máx. Del motor [HP]: 2500

Fuente Fija	Temp ambiente [°K]	ΔP Sist. Modificado [in H2O] [kPa]		Pe		Trabajo Indicado del motor		Trabajo perdido [kJ]	Potencia efectiva del motor		Potencia perdida [HP]	Rendimiento del motor		Consumo de combustible	
				Sist. Actual	Sist. Modificado	Sist. Actual	Sist. Modificado		Sist. Actual	Sist. Modificado		Sist. Actual	Sist. Modificado	Sist. Actual	Sist. Modificado
				[kPa]	[kPa]	[kJ]	[kJ]		[HP]	[HP]		%	%	[Barriles/h]	[Barriles/h]
ALCO 1	302,30	6,62	1,649	171,001	171,037	228,308	228,293	0,015	2356,477	2356,307	0,17	37,19	37,188	2,1685	2,1687
ALCO 2	302,70	6,83	1,701	171,053	171,09	227,859	227,843	0,016	2351,38	2351,205	0,175	37,172	37,17	2,1638	2,164
ALCO 3	313,82	7,06	1,759	171,108	171,147	216,48	216,464	0,016	2222,307	2222,13	0,177	36,725	36,723	2,045	2,0452
ALCO 4	297,22	7,29	1,816	171,164	171,204	233,802	233,785	0,017	2418,79	2418,6	0,19	37,387	37,386	2,2258	2,226
ALCO 5	308,10	4,60	1,146	170,509	170,534	222,437	222,427	0,01	2289,882	2289,764	0,118	36,977	36,976	2,1072	2,1073
ALCO 6	309,22	6,84	1,704	171,055	171,092	221,076	221,061	0,015	2274,443	2274,272	0,171	36,911	36,909	2,093	2,0932
ALCO 7	305,92	7,06	1,759	171,109	171,147	224,441	224,426	0,015	2312,617	2312,44	0,177	37,041	37,039	2,1281	2,1283

<sup>157</sup> Elaboración propia

Tabla 4. 10 Resultados de la modificación del sistema de escape en motores ALCO Estación Lumbaqui<sup>158</sup>

EP-PETROECUADOR

Estación: Lumbaqui Oleoducto  
 Régimen de giro RPM: 1015  
 Numero de cilindros del motor: 16  
 Presión barométrica [kPa]: 91,192  
 Potencia efectiva máx. Del motor [HP] a 1050 RPM: 2500

Fuente Fija	Temp ambiente	ΔP Sist. Modificado		Pe		Trabajo Indicado del motor		Trabajo perdido	Potencia efectiva del motor		Potencia perdida	Rendimiento del motor		Consumo de combustible	
				Sist. Actual	Sist. Modificado	Sist. Actual	Sist. Modificado		Sist. Actual	Sist. Modificado		Sis. Actual	Sist. Modificado	Sist. Actual	Sist. Modificado
	[°K]	[in H2O]	[kPa]	[kPa]	[kPa]	[kJ]	[kJ]	[kJ]	[HP]	[HP]	[HP]	%	%	[Barriles/h]	[Barriles/h]
ALCO 1	300,42	3,51	0,874	156,79	156,812	233,14	233,13	0,01	2411,282	2411,172	0,11	37,258	37,257	2,2189	2,219
ALCO 2	307,92	3,51	0,874	156,791	156,812	225,194	225,185	0,009	2321,155	2321,051	0,104	36,971	36,971	2,136	2,1361
ALCO 3	307,68	8,71	0,874	156,791	156,812	225,194	225,185	0,009	2321,155	2321,051	0,104	36,971	36,971	2,136	2,1361
ALCO 4	311,05	6,90	1,719	157,616	157,656	221,67	221,653	0,017	2281,18	2280,985	0,195	36,82	36,819	2,0992	2,0994
ALCO 5	307,38	10,08	2,511	158,391	158,448	225,067	225,043	0,024	2319,718	2319,439	0,279	36,931	36,928	2,1347	2,1349
ALCO 6	308,18	9,61	2,394	158,275	158,331	224,295	224,271	0,024	2310,96	2310,687	0,273	36,904	36,902	2,1266	2,1269
ALCO 7	299,43	7,79	1,94	157,835	157,878	233,771	233,752	0,019	2418,445	2418,23	0,215	37,257	37,255	2,2255	2,2257

<sup>158</sup> Elaboración propia

Tabla 4. 11 Resultados de la modificación del sistema de escape en motores ALCO Estación El Salado<sup>159</sup>

EP-PETROECUADOR

Estación: El Salado Oleoducto  
 Régimen de giro RPM: 1005  
 Numero de cilindros del motor: 12  
 Presión barométrica [kPa]: 87,459  
 Potencia efectiva máx. Del motor [HP] a 1050 RPM: 1850

Fuente Fija	Temp ambiente [K]	ΔP Sist. Modificado [in H2O] [kPa]		Pe		Trabajo Indicado del motor		Trabajo perdido [kJ]	Potencia efectiva del motor		Potencia perdida [HP]	Rendimiento del motor		Consumo de combustible	
				Sist. Actual	Sist. Modificado	Sist. Actual	Sist. Modificado		Sist. Actual	Sist. Modificado		Sist. Actual	Sist. Modificado	Sist. Actual	Sist. Modificado
				[kPa]	[kPa]	[kJ]	[kJ]		[HP]	[HP]		%	%	[Barriles/h]	[Barriles/h]
ALCO 1	296,82	5,58	1,39	158,784	158,815	173,202	173,192	0,01	1772,454	1772,339	0,115	37,187	37,185	296,82	5,58
ALCO 2	300,16	6,94	1,729	159,116	159,154	170,384	170,372	0,012	1740,802	1740,661	0,141	37,043	37,042	300,16	6,94
ALCO 3	297,15	4,44	1,106	158,506	158,531	173,023	173,015	0,008	1770,44	1770,348	0,092	37,184	37,183	297,15	4,44
ALCO 4	297,95	6,03	1,502	158,895	158,928	172,241	172,23	0,011	1761,655	1761,53	0,125	37,138	37,137	297,95	6,03
ALCO 5	301,63	6,91	1,721	159,11	159,147	169,218	169,205	0,013	1727,703	1727,565	0,138	36,986	36,984	301,63	6,91
ALCO 6	300,15	7,24	1,803	159,188	159,229	170,368	170,355	0,013	1740,625	1740,474	0,151	37,041	37,039	300,15	7,60
ALCO 7	300,05	9,13	2,274	159,651	159,7	170,297	170,28	0,017	1739,82	1739,637	0,183	37,027	37,025	300,05	9,13

<sup>159</sup> Elaboración propia

Tabla 4. 12 Resultados de la modificación del sistema de escape en motores ALCO Estación Baeza<sup>160</sup>

EP-PETROECUADOR

Estación: Baeza Oleoducto  
 Régimen de giro RPM: 1020  
 Numero de cilindros del motor: 18  
 Presión barométrica [kPa]: 80,527  
 Potencia efectiva máx. Del motor [HP] a 1050 RPM: 2900

Fuente Fija	Temp ambiente	ΔP Sist. Modificado		Pe		Trabajo Indicado del motor		Trabajo perdido	Potencia efectiva del motor		Potencia perdida	Rendimiento del motor		Consumo de combustible	
				Sist. Actual	Sist. Modificado	Sist. Actual	Sist. Modificado		Sist. Actual	Sist. Modificado		Sist. Actual	Sist. Modificado	Sist. Actual	Sist. Modificado
	[K]	[in H2O]	[kPa]	[kPa]	[kPa]	[kJ]	[kJ]	[kJ]	[HP]	[HP]	[HP]	%	%	[Barriles/h]	[Barriles/h]
ALCO 1	298,22	7,02	1,749	161,142	161,191	270,037	270,011	0,026	2814,165	2813,867	0,298	37,006	37,004	2,5897	2,5899
ALCO 2	298,37	7,25	1,806	161,198	161,248	269,818	269,791	0,027	2811,666	2811,362	0,304	36,999	36,997	2,5874	2,5877
ALCO 3	299,13	6,79	1,691	161,086	161,134	268,92	268,894	0,026	2801,435	2801,141	0,294	36,974	36,972	2,578	2,5782
ALCO 4	299,13	7,01	1,746	161,14	161,189	268,891	268,865	0,026	2801,105	2800,809	0,296	36,972	36,97	2,5777	2,5779
ALCO 5	298,97	7,02	1,749	161,142	161,191	269,091	269,065	0,026	2803,386	2803,088	0,298	36,978	36,976	2,5798	2,58
ALCO 6	297,73	8,64	2,152	161,535	161,595	270,449	270,417	0,032	2818,865	2818,501	0,364	37,01	37,008	2,594	2,5943
ALCO 7	299,35	6,83	1,701	161,095	161,144	268,639	268,613	0,026	2798,233	2797,936	0,297	36,966	36,964	2,575	2,5753

<sup>160</sup> Elaboración propia

Tabla 4. 13 Resultados de la modificación del sistema de escape en motores ALCO Estación Papallacta<sup>161</sup>

EP-PETROECUADOR

Estación: Papallacta Oleoducto  
 Régimen de giro RPM: 1020  
 Numero de cilindros del motor: 18  
 Presión barométrica [kPa]: 71,403  
 Potencia efectiva máx. Del motor [HP]: 2900

Fuente Fija	Temp ambiente	ΔP Sist. Modificado		Pe		Trabajo Indicado del motor		Trabajo perdido	Potencia efectiva del motor		Potencia perdida	Rendimiento del motor		Consumo de combustible	
				Sist. Actual	Sist. Modificado	Sist. Actual	Sist. Modificado		Sist. Actual	Sist. Modificado		Sist. Actual	Sist. Modificado	Sist. Actual	Sist. Modificado
				[kPa]	[kPa]	[kJ]	[kJ]		[kJ]	[HP]		[HP]	[HP]	%	%
ALCO 1	293,25	6,43	1,602	155,78	155,831	267,192	267,163	0,029	2781,731	2781,4	0,331	36,839	36,837	2,5598	2,5601
ALCO 2	290,73	6,18	1,539	155,722	155,769	270,454	270,427	0,027	2818,923	2818,615	0,308	36,937	36,935	2,5941	2,5943
ALCO 3	296,57	5,72	1,425	155,608	155,654	263,136	263,11	0,026	2735,501	2735,207	0,294	36,72	36,718	2,5173	2,5176
ALCO 4	292,48	6,42	1,599	155,778	155,829	268,172	268,143	0,029	2792,912	2792,578	0,334	36,868	36,866	2,5701	2,5704
ALCO 5	292,02	7,36	1,833	156,005	156,063	268,632	268,599	0,033	2798,149	2797,771	0,378	36,877	36,875	2,5749	2,5753
ALCO 6	292,58	6,43	1,602	155,781	155,831	268,043	268,014	0,029	2791,44	2791,111	0,329	36,864	36,862	2,5688	2,5691
ALCO 7	294,10	5,71	1,422	155,609	155,652	266,214	266,19	0,024	2770,589	2770,31	0,279	36,813	36,812	2,5496	2,5498

<sup>161</sup> Elaboración propia

#### **4.4. DISEÑO DEL NUEVO SISTEMA DE SALIDA DE GASES DE ESCAPE.**

El nuevo diseño del sistema de escape se lo debe modificar en el segmento de tubería a la salida del silenciador, debido a que este segmento de tubería no cumplía con las norma TULAS Libro VI anexo 3, con respecto a la ubicación de puertos de monitoreo ambiental para fuentes fijas de combustión.

Los diseños del sistema de escape para cada motor utilizado en las cinco estaciones de bombeo del SOTE se detallan en el ANEXO I.

## CAPÍTULO V

### CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

#### 5.1. CONCLUSIONES

- El objetivo del proyecto se ha cumplido satisfactoriamente al obtener la contrapresión y las pérdidas en las prestaciones del motor en la nueva configuración del sistema de escape para las cinco estaciones de bombeo del SOTE, cumpliendo con las condiciones impuestas y datos proporcionados por la empresa para el desarrollo de este proyecto de tesis.
- El cálculo de la contrapresión en los silenciadores se realiza en función del diseño del silenciador, la velocidad, la densidad del gas y las fórmulas establecidas por el fabricante (ver capítulo 2, sección 2.2.4), en lugar de usar las ecuaciones tradicionales de mecánica de fluidos ya que la geometría interna es compleja. Este cálculo es clave dentro del análisis de caída de presión en el sistema de escape por lo que se concluye que el método utilizado es el adecuado.
- Los resultados obtenidos muestran que al implementar el nuevo dimensionamiento en los sistemas de escape, la contrapresión total calculada se encuentra bajo los límites dados por el fabricante. Recomienda que el diseño se lo realice con una contrapresión menor a 12 pulgadas de H<sub>2</sub>O y los resultados de las diferentes estaciones varían entre 7 y 10 pulgadas de H<sub>2</sub>O de caída de presión en el sistema de escape.
- La simulación del motor se plantea con el objetivo de modelar el ciclo diesel en el motor, afectado por la contrapresión. Por medio de esta simulación se logra cuantificar el efecto del nuevo dimensionamiento en los ductos de escape en el funcionamiento del motor en cuanto a trabajo, potencia, rendimiento térmico, consumo de combustible. Se llega a la conclusión que la modificación del ducto de escape no produce una pérdida superior a

0,378 HP que representa el 0,014%, en ninguna de las estaciones considerando que los motores son de 1850, 2500 y 2900 HP.

- Para realizar la simulación del motor se emplearon ecuaciones termodinámicas y empíricas, las que demostraron ser adecuadas para obtener una modelización lo más real a las condiciones de funcionamiento de los motores, sin embargo para diferentes procesos se ha tenido que hacer uso de simplificaciones y suposiciones basadas en datos experimentales de acuerdo a la bibliografía utilizada. Con el modelo obtenido se ha realizado una aplicación informática, a través de esta se puede ver la evolución de los parámetros característicos del sistema facilitando una interpretación más intuitiva de los datos numéricos obtenidos, el análisis de estos resultados permiten comprobar y nos llevan a concluir la validez de la simulación ya que los valores calculados se encuentran de acuerdo a los valores reales de funcionamiento de los motores ALCO.
- Los valores de rendimiento, potencia y consumo de combustible obtenidos con la nueva configuración no varían sustancialmente en comparación al funcionamiento actual, lo que permite concluir que la implementación del nuevo dimensionamiento con longitud de 10 diámetros desde la brida superior del silenciador de escape y conforme al detalle del Anexo I, se la puede realizar sin ningún problema en los 35 motores de las 5 estaciones de bombeo del SOTE Sector Oriente, se recomienda realizar esta implementación para cumplir con el artículo 30 – Manejo y tratamiento de emisiones a la atmósfera – del Reglamento Ambiental para las fuentes fijas de combustión, norma TULAS libro VI anexo 3.

## 5.2. RECOMENDACIONES

- En el análisis de sistemas de flujo se recomienda identificar primero la naturaleza del flujo y distinguir en forma adecuada entre accesorios y otros equipos que requieran un tratamiento distinto en el cálculo de pérdidas de presión, como el silenciador es en el presente caso.
- Se recomienda que en el registro de datos de funcionamiento del motor para la realización del monitoreo de emisiones, se incluyan las condiciones particulares que podrían afectarlo. Esto será útil para el desarrollo de investigaciones como la presente pero a futuro.
- Se debe considerar cuando se realiza la simulación que los resultados se aproximan, pero siempre están afectados por suposiciones y simplificaciones de diferente naturaleza.
- La modificación del ducto de escape es necesaria para cumplir la norma vigente, y por lo tanto se recomienda realizarla. El monitoreo ambiental en cada unidad de bombeo que opera en el SOTE debe realizarse de acuerdo a los parámetros que están fijados en el Reglamento Ambiental, caso contrario las muestras tomadas puede llevar a conclusiones equivocadas.
- Se recomienda tener las precauciones del caso cuando se trabaja en este sistema, esperar a que se enfríe, si se realizan observaciones con el motor en marcha debe hacerse con el equipo de seguridad adecuado y en un lugar ventilado ya que las emanaciones de gases son nocivas a la salud.
- La modificación propuesta es recomendable desde otro punto de vista, ya que también contribuye para impedir que los gases de escape circulen dentro del área de trabajo con los inconvenientes que conlleva a los técnicos de mantenimiento y operación. Este problema sucede en las estaciones de Baeza y Papallacta

- Es necesario un ajuste al dimensionamiento de la escalera que se utiliza para alcanzar el puerto de monitoreo y realizar las mediciones de emisiones de gases, esto, una vez realizado el nuevo dimensionamiento en el sistema de escape de los motores ALCO.

## **BIBLIOGRAFÍA**

### **Temas afines.**

INFLUENCIA DEL EMPLAZAMIENTO DEL TUBO DE ESCAPE DE LOS BUSES DEL DISTRITO METROPOLITANO DE QUITO EN LA POTENCIA Y EL AMBIENTE; Pablo Geovanny Caiza Jácome; Junio 2007.

MODELO DE CÁLCULO Y APLICACIÓN INFORMÁTICA PARA LA FASE CERRADA DE UN MOTOR ALTERNATIVO DE COMBUSTIÓN INTERNA DE CICLO OTTO; Ferrer Díaz Marcos - Viscarro Torralba Juan B; Universidad Politécnica de Catalunya (UPC); 11-ene-2007

SIMULACIÓN DE PROCESOS TERMODINÁMICOS CUASI IDEALES ORIENTADOS A LA GENERACIÓN DE TRABAJO MECÁNICO. EVALUACIÓN DE COMBINACIONES POSIBLES PARA SU APLICACIÓN EN MOTORES ALTERNATIVOS DE COMBUSTIÓN O DE APORTACIÓN DE CALOR; Llop García Xavier; Universidad Politécnica de Catalunya (UPC); mai-2009.

### **Otras Publicaciones.**

ROBERT W. FOX; ALANT MCDONALD; Introducción a la mecánica de fluidos;

CENGEL YUNUS, BOLES MICHAEL; Termodinámica, 4<sup>ta</sup> edición; Editorial Mc Graw-Hill; México 1996.

MATAIX, CLAUDIO; Mecánica de fluidos y máquinas hidráulicas; Ed. Harper y Row Latinoamérica; México; 1982.

POTTER, PHILIP J.; Power Plant Theory and Design, 2<sup>da</sup> edición; New York; 1959.

ROBERT L. MOTT; Mecánica de fluidos aplicada; sexta edición.

JHON B. HEYWOOD; Internal Combustion Engine Fundamentals; Editorial McGraw – Hill, Inc.; 1988.

JOHN R. AGUDELO; Motores térmicos Tomo I; Universidad de Antioquia.

FAIRBANKS MORSE; Coltec Industries; Model 251 Training Manual.

ALCO POWER INC.; ALCO 251 Diesel Engine School; 100 Orchard Street, Auburn, N.Y. U.S.A. 13021.

FAIRBANKS MORSE; Operation and Maintenance Manual for Petroecuador; 18Cyl.-251.

FAIRBANKS MORSE; Operation and Maintenance Manual for Petroecuador; 16Cyl.-251.

FAIRBANKS MORSE; Operation and Maintenance Manual for Petroecuador; 12Cyl.-251.

European Gas Turbines Limited; Instruction Manual for Napier 355 Turbocharger; P.O. box 1, Lincoln England; 1995

RILEY-BEAIRD; Maxim Silencers; P.O. Box 31115; Shreveport, Louisiana 71130.

<http://www.epa.gov/ttnemc01/promgate.html>

Environmental Protection Agency(EPA); Method 2, Determination of stack gas velocity and volumetric flow rate (Type S pitot tube)

PETER HIELD; The Effect of Back Pressure on the Operation of a Diesel Engine, Maritime platforms division, february 2011.

## ANEXOS

## ANEXO A: NORMA TULAS LIBRO VI ANEXO 3

Norma TULAS Libro VI Anexo 3



## PRESIDENCIA DE LA REPUBLICA

### NORMA DE EMISIONES AL AIRE DESDE FUENTES FIJAS DE COMBUSTIÓN

#### LIBRO VI ANEXO 3

4.2 Métodos y equipos de medición de emisiones desde fuentes fijas de combustión

##### 4.2.1 General

4.2.1.1 Para demostración de cumplimiento con la presente norma de emisiones al aire desde fuentes fijas de combustión, los equipos, métodos y procedimientos de medición de emisiones deberán cumplir requisitos técnicos mínimos, establecidos a continuación. Además, la fuente fija deberá proveer de requisitos técnicos mínimos que permitan la ejecución de las mediciones.

##### 4.2.2 Requisitos y métodos de medición

4.2.2.1 A fin de permitir la medición de emisiones de contaminantes del aire desde fuentes fijas de combustión, estas deberán contar con los siguientes requisitos técnicos mínimos:

- a. plataforma de trabajo, con las características descritas en la figura 1.
- b. escalera de acceso a la plataforma de trabajo,
- c. suministro de energía eléctrica cercano a los puertos de muestreo.

4.2.2.2 Método 1: definición de puertos de muestreo y de puntos de medición en chimeneas.- este método provee los procedimientos para definir el número y ubicación de los puertos de muestreo, así como de los puntos de medición al interior de la chimenea.

4.2.2.3 Número de puertos de muestreo.- el número de puertos de muestreo requeridos se determinará de acuerdo al siguiente criterio:

- a. dos (2) puertos para aquellas chimeneas o conductos de diámetro menor 3,0 metros,
- b. cuatro (4) puertos para chimeneas o conductos de diámetro igual o mayor a 3,0 metros.

4.2.2.4 Para conductos de sección rectangular, se utilizará el diámetro equivalente para definir el número y la ubicación de los puertos de muestreo.

4.2.2.5 Ubicación de puertos de muestreo.- los puertos de muestreo se colocarán a una distancia de, al menos, ocho diámetros de chimenea corriente abajo y dos diámetros de chimenea corriente arriba de una perturbación al flujo normal de gases de combustión (ver figura 1). Se entiende por perturbación cualquier codo, contracción o expansión que posee la chimenea o conducto. En conductos de sección rectangular, se utilizará el mismo criterio, salvo que la ubicación de los puertos de muestreo se definirá en base al diámetro equivalente del conducto.

4.2.2.6 Número de puntos de medición.- cuando la chimenea o conducto cumpla con el criterio establecido en 4.2.2.5, el número de puntos de medición será el siguiente:

- a. doce (12) puntos de medición para chimeneas o conductos con diámetro, o diámetro equivalente, respectivamente, mayor a 0,61 metros,
- b. ocho (8) puntos de medición para chimeneas o conductos con diámetro, o diámetro equivalente, respectivamente, entre 0,30 y 0,60 metros, y,
- c. nueve (9) puntos de medición para conductos de sección rectangular con diámetro equivalente entre 0,30 y 0,61 metros.

4.2.2.7 Para el caso de que una chimenea no cumpla con el criterio establecido en 4.2.2.5, el número de puntos de medición se definirá de acuerdo con la figura 2. Al utilizar esta figura, se determinarán las distancias existentes tanto corriente abajo como corriente arriba de los puertos de muestreo, y cada una de estas distancias será dividida para el diámetro de la chimenea o conducto, esto a fin de determinar las distancias en función del número de diámetros. Se seleccionará el mayor número de puntos de medición indicado en la figura, de forma tal que, para una chimenea de sección circular, el número de puntos de medición sea múltiplo de cuatro. En cambio, para una chimenea de sección rectangular, la distribución de puntos de medición se definirá en base a la siguiente matriz (Tabla 4).

Tabla 4. Distribución de puntos de medición para una chimenea o conducto de sección rectangular

<b>NUMERO DE PUNTOS DE MEDICIÓN</b>	<b>DISTRIBUCIÓN DE PUNTOS</b>
9	3 x 3
12	4 x 3
16	4 x 4
20	5 x 4
25	5 x 5
30	6 x 5
36	6 x 6
42	7 x 6
49	7 x 7

4.2.2.8 Ubicación de los puntos de medición en chimeneas de sección circular.- determinado el número de puntos de medición, los puntos se deberán distribuir, en igual número, a lo largo de dos diámetros perpendiculares entre sí, que estén en el mismo plano de medición al interior de la chimenea o conducto. La ubicación exacta de cada uno de los puntos, a lo largo de cada diámetro, se determinará según la Tabla 5.

4.2.2.9 Ubicación de los puntos de medición en chimeneas de sección rectangular.- para el número de puntos de medición determinado, se dividirá la sección transversal de la chimenea o conducto en un número de áreas rectangulares igual al número de puntos de medición determinado. Luego, cada punto de medición se ubicará en el centro de cada área rectangular definida (ver figura 3).

4.2.2.10 Método 2: procedimiento para la determinación de la velocidad y gasto volumétrico de gases de escape en chimenea o conducto. Este método comprende:

- a. Uso de un tubo de Pitot, del tipo estándar o del tipo S, para medir la presión dinámica de la corriente de gases de escape.
- b. Medición de la temperatura del gas dentro de la chimenea.
- c. Barómetro para medir presión atmosférica.
- d. Analizador de gases para determinar el peso molecular húmedo del gas en chimenea (ver método 3).
- e. Cálculo de la velocidad del gas.
- f. Determinación del área transversal del ducto o chimenea.

Tabla 5. Ubicación de puntos de medición en chimeneas o conductos de sección circular

Número de puntos de medición para un diámetro	Número de puntos de medición en un diámetro de chimenea											
	2	4	6	8	10	12	14	16	18	20	22	24
1	14,6	6,7	4,4	3,2	2,6	2,1	1,8	1,6	1,4	1,3	1,1	1,1
2	85,4	25,0	14,6	10,5	8,2	6,7	5,7	4,9	4,4	3,9	3,5	3,2
3		75,0	29,6	19,4	14,6	11,8	9,9	8,5	7,5	6,7	6,0	5,5
4		93,3	70,4	32,3	22,6	17,7	14,6	12,5	10,9	9,7	8,7	7,9
5			85,4	67,7	34,2	25,0	20,1	16,9	14,6	12,9	11,6	10,5
6			95,6	80,6	65,8	35,6	26,9	22,0	18,8	16,5	14,6	13,2
7				89,5	77,4	64,4	36,6	28,3	23,6	20,4	18,0	16,1
8				96,8	85,4	75,0	63,4	37,5	29,6	25,0	21,8	19,4
9					91,8	82,3	73,1	62,5	38,2	30,6	26,2	23,0
10					97,4	88,2	79,9	71,7	61,8	38,8	31,5	27,2
11						93,3	85,4	78,0	70,4	61,2	39,3	32,3
12						97,9	90,1	83,1	76,4	69,4	60,7	39,8
13							94,3	87,5	81,2	75,0	68,5	60,2
14							97,9	91,5	85,4	79,6	73,8	67,7
15								95,1	89,1	83,5	78,2	72,8
16								98,4	92,5	87,1	82,0	77,0
17									95,6	90,3	85,4	80,6
18									98,6	93,3	88,4	83,9
19										96,1	91,3	86,8
20										98,7	94,0	89,5
21											96,5	92,1
22											98,9	94,5
23												96,8
24												98,9

Nota:

Valores como porcentaje del diámetro de la chimenea, y a ser contados desde la pared interior de la chimenea hasta el punto de medición.

4.2.2.11 Para la aplicación del procedimiento, el tubo Pitot, previamente calibrado, se introducirá en el conducto o chimenea, en el punto de medición seleccionado, y se tomará lectura de la presión de velocidad. Este procedimiento se repetirá para cada uno de los puntos de medición seleccionados. La velocidad promedio en el conducto o chimenea será el valor obtenido, mediante la siguiente ecuación, para el promedio aritmético de todas las lecturas de presión de velocidad registradas.

$$V = K_p C_p \sqrt{\Delta P} \sqrt{\frac{T_s}{P_s M_s}}$$

donde:

V: velocidad del gas en chimenea (m/s ó ft/s);

$K_p$ : constante de la ecuación de velocidad (34,97 sistema internacional ó 85,49 unidades inglesas);

- $C_p$ : coeficiente del tubo Pitot, provisto por fabricante (adimensional);  
 $\Delta P$ : presión de velocidad promedio (mm. H<sub>2</sub>O ó pulg. H<sub>2</sub>O);  
 $T_s$ : temperatura absoluta del gas en chimenea (K ó °R );  
 $P_s$ : presión total absoluta en chimenea = presión atmosférica + presión estática en chimenea (mm Hg ó pulg. Hg);  
 $M_s$ : peso molecular húmedo del gas en chimenea (g/g-mol ó libras/libra-mol);

El gasto volumétrico de la fuente fija de combustión se obtendrá multiplicando la velocidad promedio del gas por el área transversal del conducto o chimenea en el sitio de medición.

4.2.2.12 Método 3: procedimiento para la determinación del peso molecular seco de los gases de escape. Este método comprende:

- a. Uso de un analizador de gases para determinación de contenido de dióxido de carbono, oxígeno y monóxido de carbono en los gases de escape. El analizador de gases podrá ser cualquiera de los modelos disponibles localmente, tales como Fyrite, Orsat o analizadores con tecnología de celdas electroquímicas. Se debe reconocer que algunos de estos instrumentos proveen resultados para dos de los tres parámetros requeridos, por lo que se aceptará el uso de cartas, figuras, nomogramas, ecuaciones, u otros medios, que permitan determinar el tercer parámetro a partir de dos parámetros conocidos.
- b. El peso molecular seco ( $M_d$ ), se determinará mediante la aplicación de la siguiente ecuación:

$$M_d = 0.44\% \text{ CO}_2 + 0.32\% \text{ O}_2 + 0.28\% \text{ CO} + 0.28\% \text{ N}_2$$

El porcentaje de nitrógeno  $\text{N}_2$  se obtendrá restando del 100%, el % de  $\text{CO}_2$ , el % de  $\text{O}_2$  y el % de CO.

- c. Cuando no sea posible determinar el contenido de dióxido de carbono, de oxígeno y de monóxido de carbono en los gases de escape, se podrá utilizar el valor de 30,0 (treinta) para el peso molecular seco, siempre que la fuente fija opere con combustibles fósiles sólido, líquido o gaseoso.

4.2.2.13 Método 4: procedimiento para la determinación de contenido de humedad de los gases de escape. Este método comprende:

- a. Extracción de una muestra a un gasto constante. Se procurará que el volumen de gas colectado sea, por lo menos, de 0,60 metros cúbicos, a condiciones de referencia, y el gasto de succión del gas no sea mayor a 0,020 metros cúbicos por minuto (0,75 pies cúbicos por minuto). La colección de gas se efectuará con la sonda provista por el equipo de

medición, y contará con dispositivo de calentamiento de la misma, a fin de evitar la condensación de humedad.

- b. Remoción de la humedad de la muestra. El equipo a utilizarse será, en diseño, igual al utilizado en el método 5, determinación de emisión de partículas. El equipo consiste de una sección de cuatro impactadores o envases de vidrio, de los cuales dos serán llenados con agua, y el cuarto impactador será llenado con sílica gel. Previo a la medición se registrará el peso de estos tres envases, tanto llenos con agua como llenos con sílica gel. Todos los impactadores se encontrarán alojados en una caja, llenada con hielo, a fin de permitir la condensación de la humedad presente en los gases de chimenea.
- c. Determinación gravimétrica y volumétrica de la humedad colectada. Posterior a la toma de muestra, se determinará el contenido de humedad mediante el incremento de volumen de agua colectada en los impactadores, y, mediante el incremento de peso en el impactador llenado con sílica gel.

4.2.2.14 Los resultados que se obtengan, de volumen de agua colectada y de peso de agua colectada, serán corregidos a las condiciones de referencia. El contenido de humedad, en los gases de chimenea, será la razón entre el volumen total de agua colectada dividido para dicho volumen más el volumen de gas seco, este último determinado por el equipo de muestreo.

4.2.2.15 Como alternativa al método descrito, serán aceptables los métodos de estimación tales como técnicas de condensación, técnicas psicrométricas mediante temperatura de bulbo seco y de bulbo húmedo, cálculos estequiométricos, experiencias previas, entre otros.

4.2.2.16 Método 5: procedimiento para la determinación de emisión de partículas desde la fuente fija. Este método comprende:

- a. Colección de muestras mediante el equipo denominado tren isocinético. Este equipo consiste de cuatro secciones principales: la sonda de captación de partículas, la sección de filtro, la sección de condensación de humedad, o de impactadores, y, la sección de medidor de volumen de gas seco muestreado. Las mediciones a efectuarse deberán incluir la descripción técnica del equipo tren isocinético, el cual necesariamente deberá proveer las especificaciones del fabricante, y en las que se especifique que el equipo cumple con el método promulgado por la US EPA.
- b. Las muestras de partículas serán colectadas, en cada uno de los puntos de muestreo al interior de la chimenea, definidos en el método 1, durante un período de cinco (5) minutos en cada uno de dichos puntos. En ningún caso el tiempo de muestreo, en cada punto, será inferior a tres (3) minutos.

- c. La condición de isocinetismo aceptada deberá estar comprendida entre 90 y 110%.
- d. Previo a la ejecución de mediciones, se deberá efectuar una prueba de detección de fugas en el equipo de muestreo, una vez armado en el sitio.
- e. La masa de partículas se determinará gravimétricamente, esto es, mediante la diferencia de peso en el filtro a la finalización de la medición con respecto al peso previo al inicio de la misma.
- f. Además, se determinará el peso de aquellas partículas captadas en la sonda de muestreo. Para esto, se realizará un enjuague del interior de la sonda, de la boquilla de succión de la sonda, y de accesorios de esta, utilizando para el efecto acetona. El líquido colectado será almacenado en un frasco de vidrio, y llevado a laboratorio, en donde será transferido a un vaso de precipitación, será registrado su peso inicial, y se dejará evaporar el solvente a temperatura y presión ambiente. El vaso será secado por un período de 24 horas y registrado su peso final.
- g. La masa total de partículas colectadas será la suma de las partículas obtenidas en el filtro más aquellas captadas al interior de la sonda de muestreo.
- h. La concentración de partículas emitidas, a expresarse en miligramos por metro cúbico de aire seco, será la masa total de partículas dividida para el volumen total de gas seco muestreado, y corregido a las condiciones de referencia.

4.2.2.17 Métodos para determinación de emisión de dióxido de azufre y de óxidos de nitrógeno desde una fuente fija.- Esta determinación se realizará mediante uno de los dos sistemas de medición aquí propuestos, estos son, con el uso de instrumentación basada en analizadores portátiles, o, con el uso de los procedimientos de colección, recuperación y análisis en laboratorio de muestras colectadas. Se especificará claramente el método utilizado en la medición de emisiones.

4.2.2.18 Uso de analizadores portátiles.- se utilizarán equipos disponibles en el mercado, que reporten las emisiones de dióxido de azufre y/o de óxidos de nitrógeno en base a técnicas tales como de fluorescencia, ultravioleta, e infrarrojo no dispersivo, para el caso de dióxido de azufre, o, de quimiluminiscencia, para el caso de óxidos de nitrógeno. Otra opción consiste en la utilización de analizadores portátiles, que operan con tecnología de celdas electroquímicas, y diseñados para medición también de dióxido de azufre y de óxidos de nitrógeno.

4.2.2.19 De utilizarse analizadores portátiles, sea con cualquiera de las técnicas descritas en 4.2.2.18, estos equipos deberán contar con los respectivos certificados de calibración, otorgados por el fabricante de los mismos.

4.2.2.20 Los analizadores deberán contar con los accesorios que permitan el acondicionamiento de la muestra de gases en chimenea, previo al ingreso de la misma a la sección de medición. El sistema de medición deberá contar con una sonda de admisión del gas en chimenea, provista de sección de calentamiento o similar, que garanticen la no condensación de vapor de agua presente en la muestra y evitar así la consiguiente absorción de dióxido de azufre o de óxidos de nitrógeno en el líquido condensado. Si el analizador reporta los resultados en base seca, el sistema de medición deberá contar con una unidad de condensación, o dispositivo similar, que garanticen la purga o evacuación del vapor de agua condensado, y al mismo tiempo, minimice el contacto entre la muestra de gases y el líquido condensado. Se aceptarán también equipos analizadores que determinen concentraciones de SO<sub>2</sub> y/o de NO<sub>x</sub> en base húmeda, siempre que los resultados sean convertidos a concentración en base seca mediante métodos apropiados.

4.2.2.21 Los analizadores que utilicen la técnica de celdas electroquímicas deberán contar con celdas individuales tanto para medir el óxido nitroso NO como el dióxido de nitrógeno NO<sub>2</sub> y reportarán los resultados de emisión de óxidos de nitrógeno como la suma de óxido nitroso (NO) y de dióxido de nitrógeno (NO<sub>2</sub>). En el caso de analizadores que utilicen la técnica de quimiluminiscencia, los resultados se reportarán directamente como total de óxidos de nitrógeno expresados como NO<sub>2</sub>.

4.2.2.22 La medición de NO<sub>x</sub> y de SO<sub>2</sub>, utilizando cualquier tipo de equipo analizador portátil, se efectuará seleccionando el número de puntos al interior de la sección de chimenea que se determine según lo descrito en el método 1 de esta norma técnica.

4.2.2.23 Método de laboratorio para SO<sub>2</sub>.- el método consiste en la retención de SO<sub>2</sub> por medio de una reacción química irreversible y la posterior determinación de la concentración mediante titulación de bario-torina. En este método, se coleccionará una muestra de gas en un equipo similar al tren de muestreo descrito en el método 5. Los reactivos necesarios, así como las características de los componentes del equipo serán aquellos descritos en el método 6 promulgado por la US EPA (40 CFR 60). El equipo deberá contar con un medidor del volumen de gas seco coleccionado. La muestra se coleccionará en un único punto, situado en el centro geométrico interior de la chimenea o conducto, y durante un período de treinta (30) minutos, a fin de asegurar la representatividad de la muestra. Se inspeccionará cada cinco (5) minutos la proporcionalidad del flujo seleccionado. Para una medición completa, se coleccionarán seis (6) muestras individuales.

4.2.2.24 Método de laboratorio para NO<sub>x</sub>.- se colecciona una muestra en un frasco al que se ha efectuado vacío previamente, este envase contiene una solución absorbente diluida de ácido sulfúrico y peróxido de hidrógeno. La muestra es posteriormente analizada en laboratorio colorimétricamente, utilizándose el

procedimiento del ácido fenoldisulfónico. Los reactivos necesarios, los procedimientos de preparación, muestreo y recuperación de muestras, así como las características de los procedimientos de análisis de las muestras, serán aquellos descritos en el método 7 promulgado por la US EPA (40 CFR 60). Los resultados se expresarán como NO<sub>2</sub>. La muestra se coleccionará en un único punto, situado en el centro geométrico interior de la chimenea o conducto. Para una medición completa, se coleccionarán doce (12) muestras individuales.

#### 4.2.3 De la frecuencia de medición de emisiones al aire desde fuentes fijas de combustión

4.2.3.1 Las fuentes fijas que se determine requieran de monitoreo de sus emisiones al aire, efectuarán los respectivos trabajos de medición y reporte de resultados, al menos, una vez cada seis meses.

4.2.3.2 Requerimientos de Reporte.- Se elaborará un reporte con el contenido mínimo siguiente:

- a) Identificación de la fuente fija (Nombre o razón social, responsable, dirección);
- b) ubicación de la fuente fija, incluyendo croquis de localización y descripción de predios vecinos;
- c) nombres del personal técnico que efectuó la medición;
- d) introducción, la cual describirá el propósito y el lugar de la medición, fechas, contaminantes objeto de medición, identificación de observadores presentes, tanto de la fuente como representantes de la Entidad Ambiental de Control (de aplicarse);
- e) resumen de resultados, incluyendo los resultados en sí obtenidos, datos del proceso de combustión, emisiones máximas permitidas para la fuente;
- f) características de operación de la fuente fija, esto es, descripción del proceso y de equipos o técnicas de control o reducción de emisiones (de aplicarse), descripción de materias primas o combustibles utilizados, propiedades relevantes de estos, y cualquier información relevante para con la operación de la fuente;
- g) métodos de muestreo y de análisis utilizados, describiendo la ubicación de los puertos de muestreo y de los puntos de medición al interior de la chimenea, descripción de los equipos y/o accesorios utilizados en la recolección de muestras o medición, procedimientos o certificados de calibración empleados, y una breve discusión de los procedimientos de muestreo y de análisis de resultados seguidos, incluyendo cualquier desviación en el procedimiento, y las debidas justificaciones técnicas;
- h) anexos, los cuales incluirán cualquier información de respaldo.

Figura 1. Requisitos para ejecución de medición de emisiones al aire desde fuentes fijas

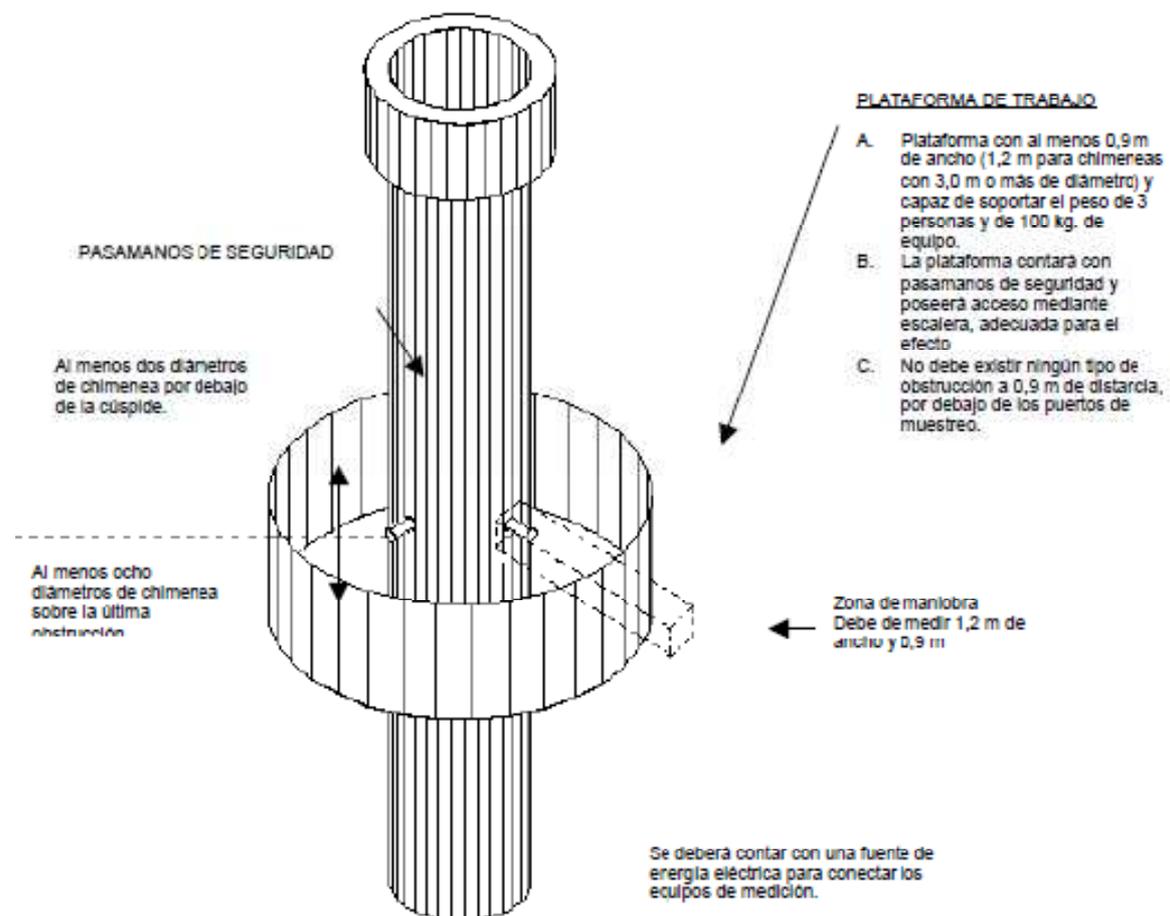


Figura 2. Número de puntos de medición de emisiones al aire desde fuentes fijas

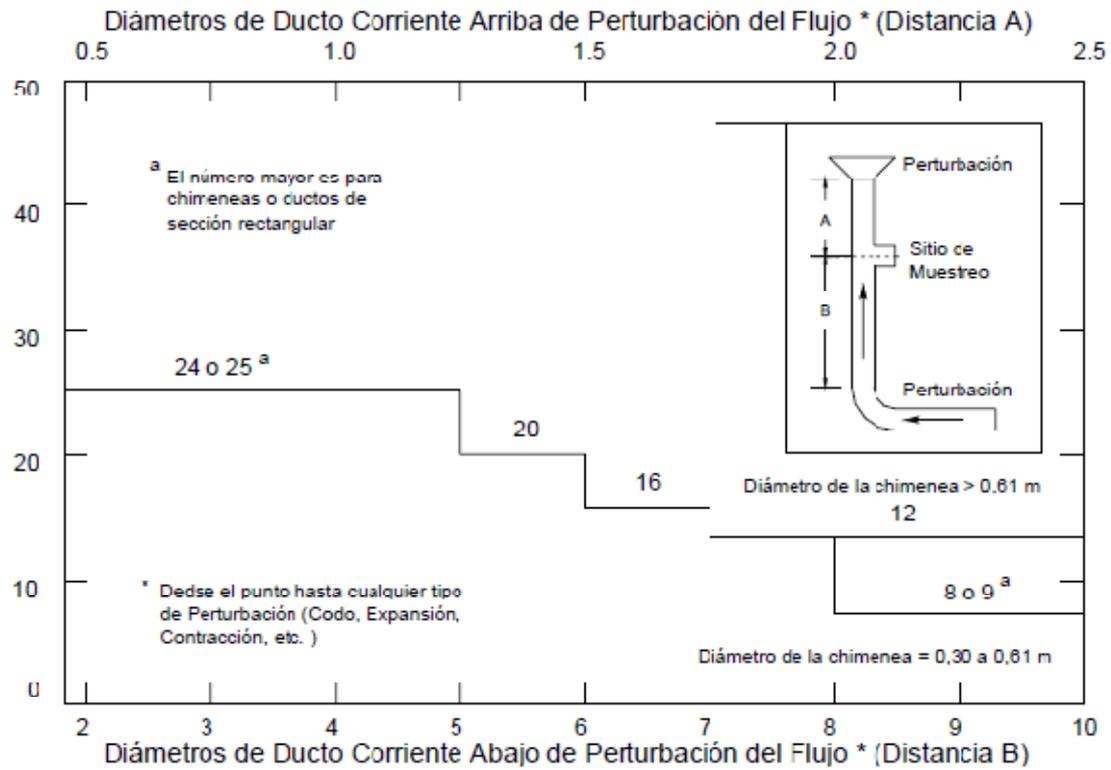
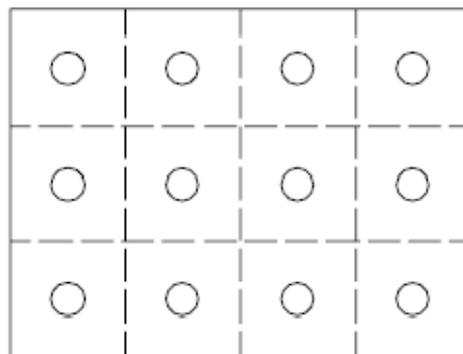
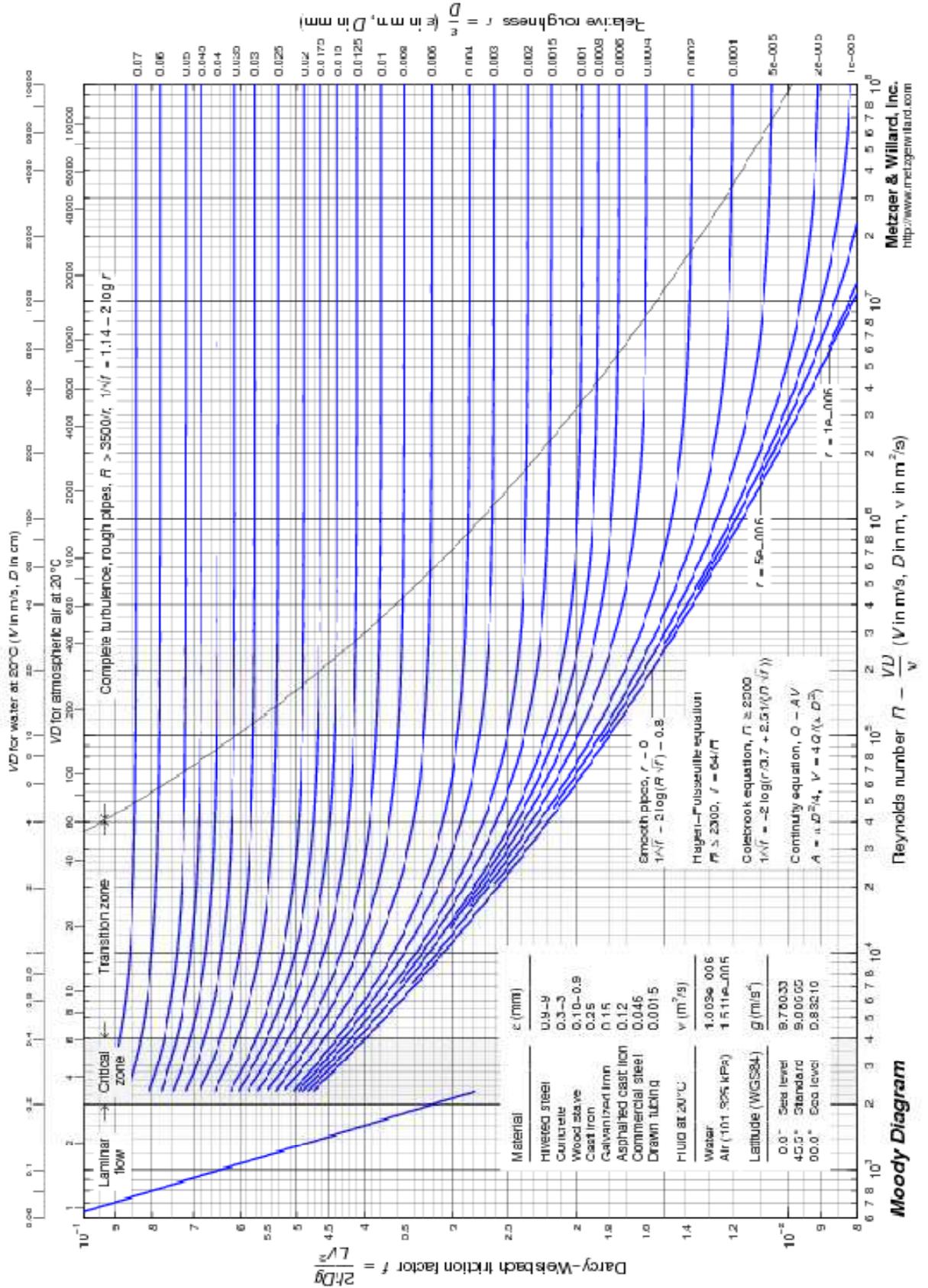


Figura 3. Ejemplo de puntos de medición de emisiones al aire en conducto de sección rectangular (12 áreas iguales con punto de medición en centroide de cada área)

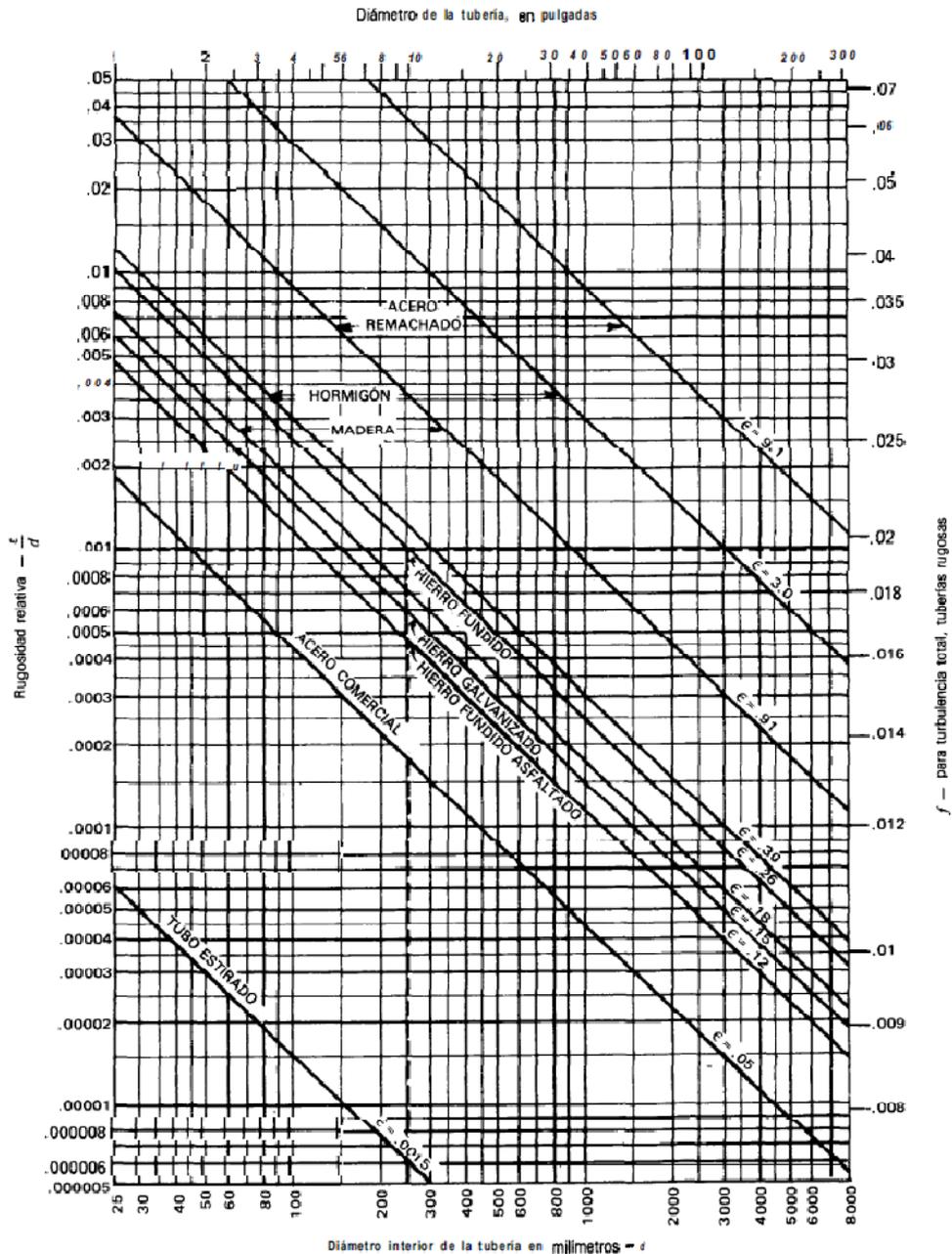


ANEXO B: DIAGRAMA DE MOODY; RUGOSIDAD RELATIVA DE LOS MATERIALES DE LAS TUBERÍAS Y FACTOR DE FRICCIÓN PARA FLUJO EN RÉGIMEN DE TURBULENCIA TOTAL

### Diagrama de MOODY



## Rugosidad relativa de los materiales de las tuberías y factor de fricción para flujo en régimen de turbulencia total

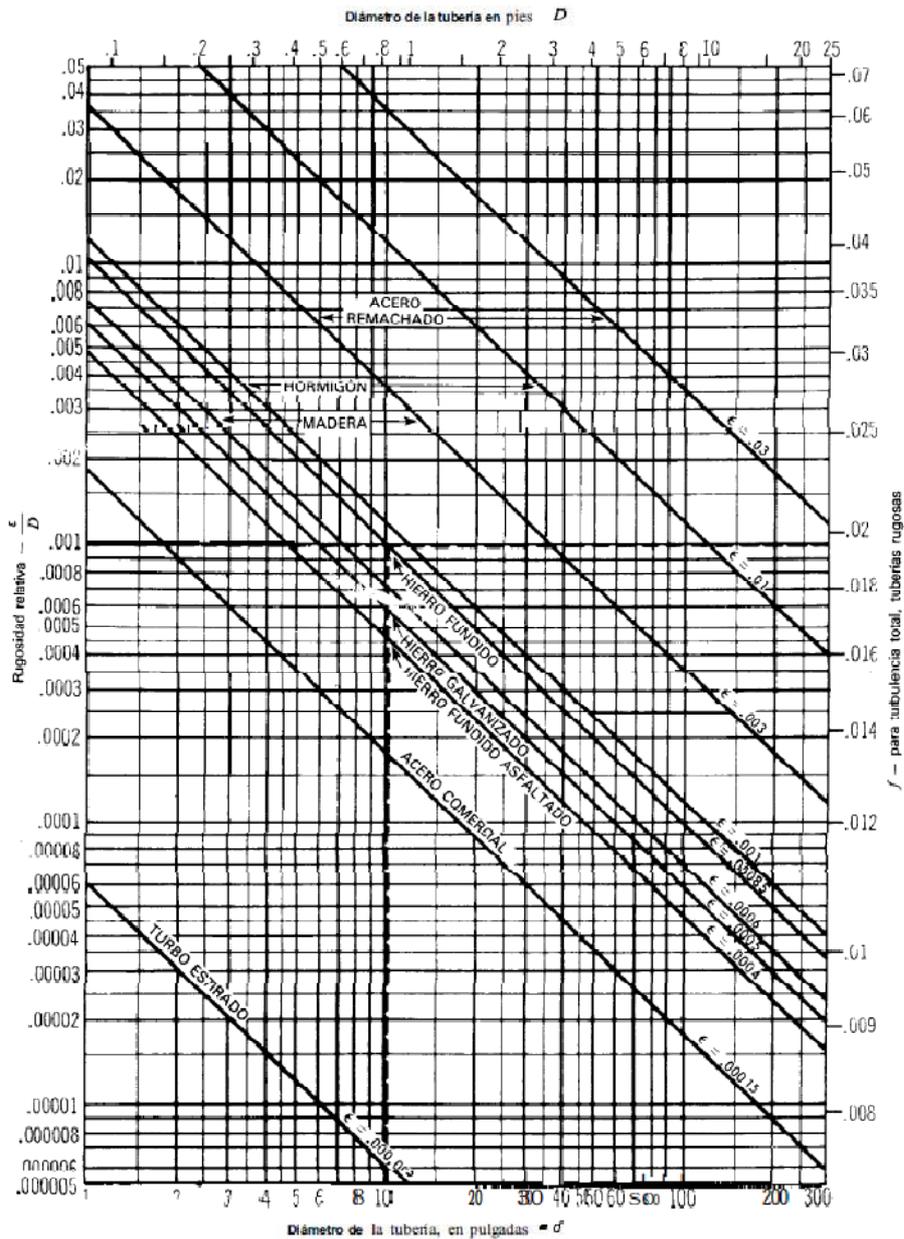


(La rugosidad absoluta  $\epsilon$  en milímetros)

Adaptación de datos extraídos de la referencia 18 de la Bibliografía.

**Problema:** Determinense las rugosidades absoluta y relativa y el factor de rozamiento para flujo en turbulencia total, en una tubería de hierro fundido de 250 mm de diámetro interior.  
**Solución:** La rugosidad absoluta ( $\epsilon$ ) = 0.26... Rugosidad relativa ( $\epsilon/d$ ) = 0.001  
 ...Factor de fricción para flujo en régimen de turbulencia total ( $f$ ) = 0.0196

### Rugosidad relativa de los materiales de las tuberías y factor de fricción para flujo en régimen de turbulencia total



Adaptación de datos extraídos de la referencia 18 de la Bibliografía, con autorización.

**Problema:** Determinense las rugosidades absoluta y relativa y el factor de fricción para flujo en turbulencia total, en una tubería de hierro fundido de 10 pulg. de diámetro interior.  
**Solución:** La rugosidad absoluta ( $\epsilon$ ) = 0.26... Rugosidad relativa ( $\epsilon/D$ ) = 0.001... Factor de fricción para flujo en régimen de turbulencia total ( $f$ ) = 0.0196

ANEXO C: FIGURAS Y TABLAS PARA SILENCIADORES MARCA MAXIM SILENCERS; COEFICIENTE DE PERDIDA "C", PARA CALCULO DE LA CONTRAPRESIÓN EN EL SILENCIADOR

Figuras y tablas para silenciadores marca Maxim Silencers

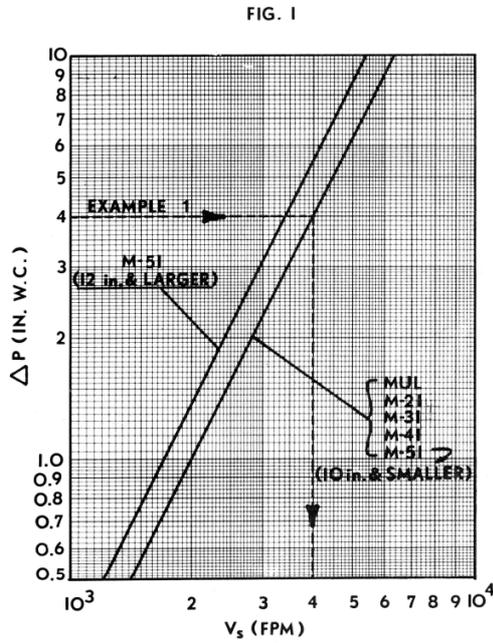


TABLE 1

AREA (FT <sup>2</sup> )	SIZE (IN.)
0.00546	1
0.0123	1½
0.0218	2
0.0341	2½
0.0491	3
0.0668	3½
0.0872	4
0.136	5
0.196	6
0.349	8
0.545	10
0.785	12
1.07	14
1.39	16
1.77	18
2.18	20
2.64	22
3.14	24
3.68	26
4.28	28
4.91	30

FIG. 2

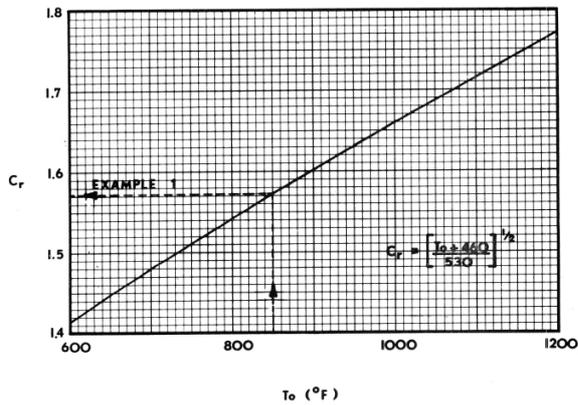


TABLE 2

TO CONVERT EXHAUST FLOWRATE TO ACFM

FROM	MULT. BY
SCFM	$\frac{To + 460}{530}$
LB/hr	$\frac{To + 460}{2382}$

## Coeficiente de perdida "C"

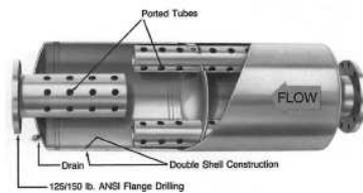
The silencers shown below are more fully described on the individual catalog pages. These units are designed specifically for use on Rotary Positive Blowers.

There are fundamental similarities between blower silencers and other types, particularly reciprocating engine silencers, which also require a silencer design that provides effective pulse control as well as noise

attenuation. However, blower silencers generally must be constructed more ruggedly to withstand prolonged exposure to severe pulsations produced by the blower.

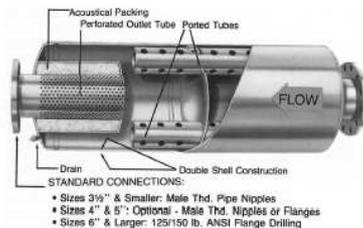
All silencers described are of standard with end in, end-out design. Low or high side inlet and outlet connections are available and are described on the individual catalog pages.

## General Information Rotary Positive Blowers



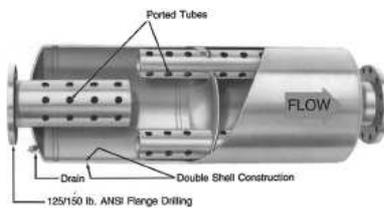
### UCI Series Inlet Silencer

Chamber-type inlet silencer for use on sub-critical PLV applications. Available in pipe sizes 8"-30". Smaller sizes use URB Series. Available with side connections and mounting brackets.



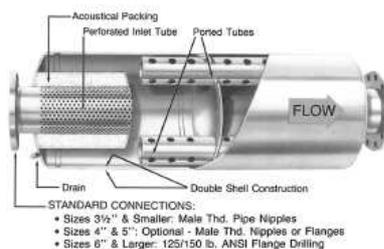
### RIS Series Inlet Silencer

Combustion chamber-absorptive type inlet silencer for critical PLV applications. Available in pipe sizes 2"-30". Low or high side outlet and mounting brackets available on most sizes.



### UCD Series URB/URD Series Discharge Silencers

Chamber-type discharge silencer for use on sub-critical PLV applications. Available in pipe sizes 8"-30". (Smaller sizes use URB Series). Low, high, or opposed side connections and mounting brackets available.



### SD Series RD Series Discharge Silencers

Combination chamber-absorptive type discharge silencers for critical PLV applications. Available in pipe sizes 2"-30". Low, high, or opposed side connections and mounting brackets available on most sizes.

### Accessories, Special Features

- ⋮ Mounting Brackets
- ⋮ Inspection Openings
- ⋮ Pressure Vessel Construction
- ⋮ Oversize Flanges
- ⋮ Special Finishes
- ⋮ Special Materials

2.2
Blower Silencers
10
9
8
7
6
5
4
3
<b>2</b>
1

# Application, Capacity, Pressure Drop Data

## Blower Silencers

### 1 Blower Transition Speed

Blower Gear Size	Transition Speed-RPM	
	Inlet	Discharge
2	6,300	5,155
2½	5,040	4,125
3	4,200	3,435
4	3,150	2,575
5	2,520	2,060
6	2,100	1,720
7	1,800	1,470
8	1,575	1,290
10	1,260	1,030
12	1,050	860
14	900	735
16	785	645
18	700	570
20	630	515
22	570	470
24	525	430

### 2 Silencer Model Specifications

Pitch Line Velocity	Inlet Silencer	Discharge Silencer
Below Transition	UCI, URB	URB, UCD, URD
Above Transition	RIS	SD, RD

### 4 Pressure Drop Coefficients

Model	Pressure Drop Coefficient (C)
URB, URBY	4.2
UCI, UC1Y, UC1H	4.2
RIS, RISY, RISH	4.2
UCD, UCDY	4.2
URD, URDY, URDH	4.2
SD, SDY, SDH	4.2
RD, RDY, RDH	4.2
RDS, SDS, URDS	7.0

### Silencer Recommendations

As mentioned on page 2.1 pitch line velocity (PLV) is the speed of the timing gear in feet per minute (ft/min). For purposes of silencer application, PLV is considered "critical" at 3,300 ft/min for intake and 2,700 ft/min for discharge.

Table 1 gives transition speeds in RPM. Blowers running at these speeds or greater will have critical PLV. Operating speeds below transition will be in the sub-critical range. Blowers operating in the sub-critical speed range usually require only simple chamber-type silencers while those in the critical range require combination chamber-absorptive type silencers. If there is doubt, it is best to use the combination-type silencers. When gear size and operating speeds are known, the proper type silencer is easily selected.

### Silencer Size Selection, Capacity

Table 3 gives the nominal capacity of the various size silencers. "Size" in this table refers to the silencer "nominal size," or its "inlet size." Capacities are expressed in inlet CFM (ICFM), thus, discharge silencers are rated at higher capacities than inlet silencers since the air is compressed to reduced volume at the discharge operating pressure.

- A From Table 1 determine whether blower RPM is above or below the transition speed for critical PLV.
- B Consult Table 2 for recommended silencer models.

### Pressure Drop

The following formulas may be used to calculate pressure drop through the silencers covered in this catalog.

**Inlet:** 
$$\Delta P = \left(\frac{V}{4005}\right)^2 C$$
 (assumes silencer inlet is open to atmosphere)

**Discharge:** 
$$\Delta P = \left(\frac{V}{4005}\right)^2 C \times \frac{P}{14.7} \times \frac{530}{T}$$

$\Delta P$  = pressure drop through silencer, inches of water

$V$  = air velocity through silencer, ft/min\*

$C$  = individual silencer restriction coefficient—empirical constant (see Table 4)

$P$  = discharge pressure, PSIA (operating pressure in PSIG + 14.7)

$T$  = discharge temperature, °R absolute (operating temperature in °F + 460)

\* To calculate velocity through silencer, divide flow in ACFM by cross-sectional area of silencer inlet diameter in square feet.

### 3 Silencer Capacity

Size	Capacity (Inlet CFM 14.7 PSIA at 70°F)					
	Inlet Silencer	Discharge Silencer				
		4 PSIG	6 PSIG	8 PSIG	10 PSIG	15 PSIG
1	30	35	40	40	40	45
1½	70	80	85	90	95	105
2	120	140	150	160	165	185
2½	190	220	235	245	255	285
3	270	320	335	355	370	415
3½	370	430	455	480	505	560
4	480	560	600	630	660	735
5	750	880	935	985	1,030	1,150
6	1,080	1,260	1,340	1,410	1,480	1,650
8	1,920	2,250	2,390	2,510	2,630	2,940
10	3,000	3,520	3,730	3,930	4,110	4,590
12	4,300	5,070	5,370	5,660	5,920	6,600
14	5,900	6,890	7,310	7,700	8,060	8,990
16	7,700	9,000	9,550	10,000	10,500	11,800
18	9,700	11,400	12,100	12,700	13,300	14,900
20	12,000	14,000	14,900	15,700	16,400	18,400
22	14,500	17,000	18,100	19,000	19,900	22,200
24	17,300	20,200	21,500	22,600	23,700	26,400
26	20,300	23,800	25,200	26,600	27,800	31,000
28	23,500	27,600	29,300	30,800	32,200	36,000
30	27,000	31,700	33,600	35,400	37,000	41,300
Est Temp.	70°F	115°F	140°F	165°F	190°F	240°F

ANEXO D: RECOMENDACIONES Y DATOS PROPORCIONADOS POR EL FABRICANTE PARA EL CÁLCULO DE LA CONTRAPRESIÓN EN LOS MOTORES ALCO.

Recomendaciones enviadas por el fabricante FAIRBANKS MORSE ALCO ENGINES para Ingeniero José Jaramillo Supervisor Senior de Mantenimiento. Gerencia de transporte y almacenamiento EP-PETROECUADOR

$L$ : Longitud del tubo que se necesita agregar, calculado de acuerdo a las instrucciones.  
 $P_T$ : Contrapresión a la salida del Turbo

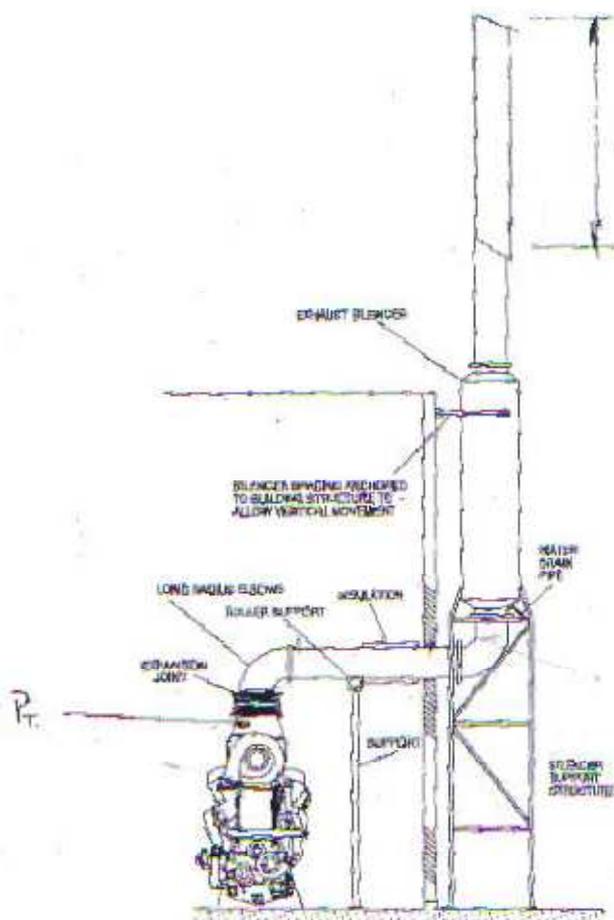


Fig. 1. Typical Stationary Engine Exhaust System Bottom Inlet Vertical Silencer

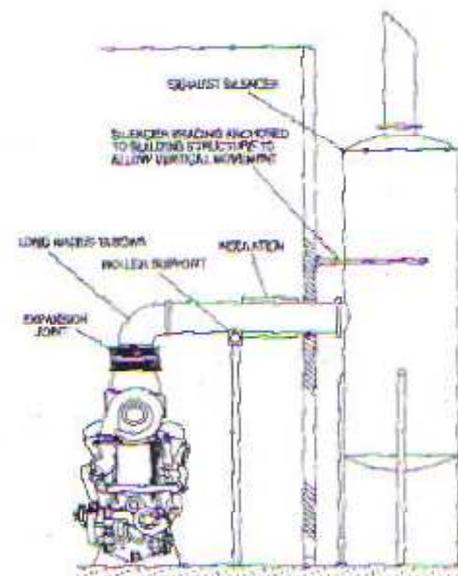


Fig. 2. Typical Stationary Engine Exhaust System High Side Inlet Vertical Silencer

## TYPICAL INSTALLATIONS, APPLICATIONS

FAIRBANKS MORSE ALCO ENGINES



New Page

AB310-1

Nov. 1995

### EXHAUST EQUIPMENT FM/ALCO Stationary Engines

The exhaust system basically consists of an exhaust silencer and piping with supports, anchors and expansion joints as required for considerable thermal expansion and for vibration isolation. Engine exhaust should not be discharged into a masonry or concrete stack - pulsations and rapid temperature changes usually result in structural disintegration and a minor exhaust explosion could be hazardous. Gas and dual fuel engine exhaust systems must be of self-venting design to prevent accumulation of gas pockets large enough to support a serious explosion - piping must slope up all the way from the engine to the tail pipe. Combining of engine exhaust systems is not recommended - resonant frequencies may be generated. The system should be designed to avoid structural resonance with frequencies generated by the engine. Fundamental frequency (CPS) of rotation is  $RPM \div 60$ . Fundamental frequency (CPS) of firing pulsations is  $(No. of cylinders) \times RPM \div 60$ . Frequencies generated

by the turbocharger vary with load and are high enough that structural resonance is rarely experienced. If resonance occurs, it can usually be corrected by adding mass or moving (or adding) support points - it amplifies noise and may result in structural failure so it should not be permitted to continue. The entire exhaust system expands or contracts thermally each time the engine is started or stopped and when load changes. Design maximum temperature is 900° F. Thermal expansion from 60° F. to 900° F. is 7.69" /100". Maximum allowable exhaust back-pressure including system components and piping, is 15" H<sub>2</sub>O. It is recommended that the system design pressure drop be sufficiently less than this to allow for overload, unanticipated roughness factors, etc. and to keep velocity below 10,000 FPM (to prevent whistling and erosion). Figures 1 through 3 show typical stationary installations.

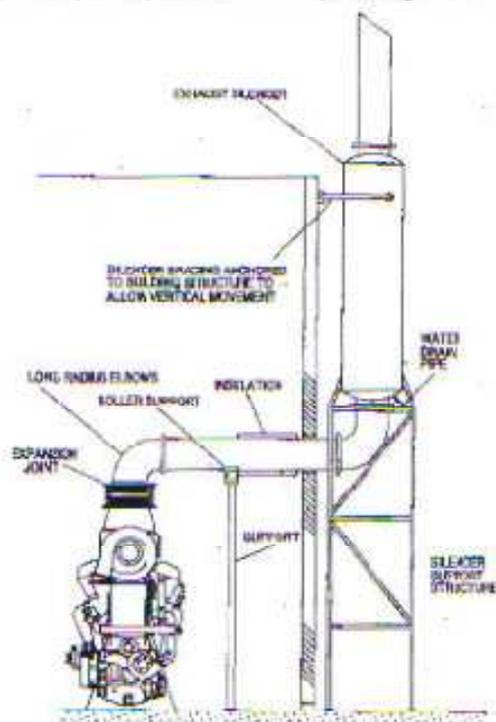


Fig. 1. Typical Stationary Engine Exhaust System  
Bottom Inlet Vertical Silencer

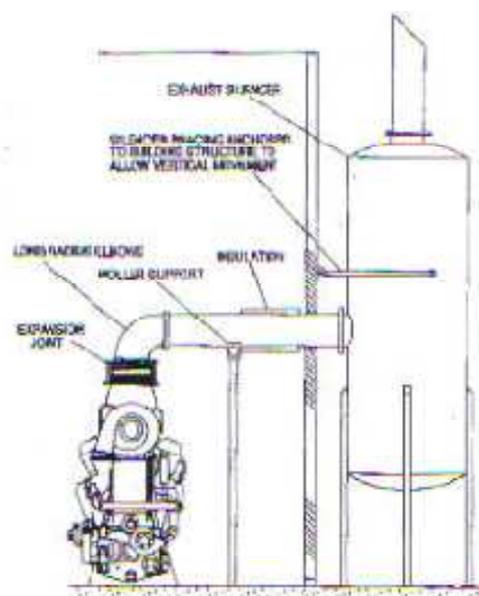


Fig. 2. Typical Stationary Engine Exhaust System  
High Side Inlet Vertical Silencer

A8310-2  
Oct. 1995

New Page

EXHAUST EQUIPMENT - Cont.  
FM/ALCO Stationary Engines

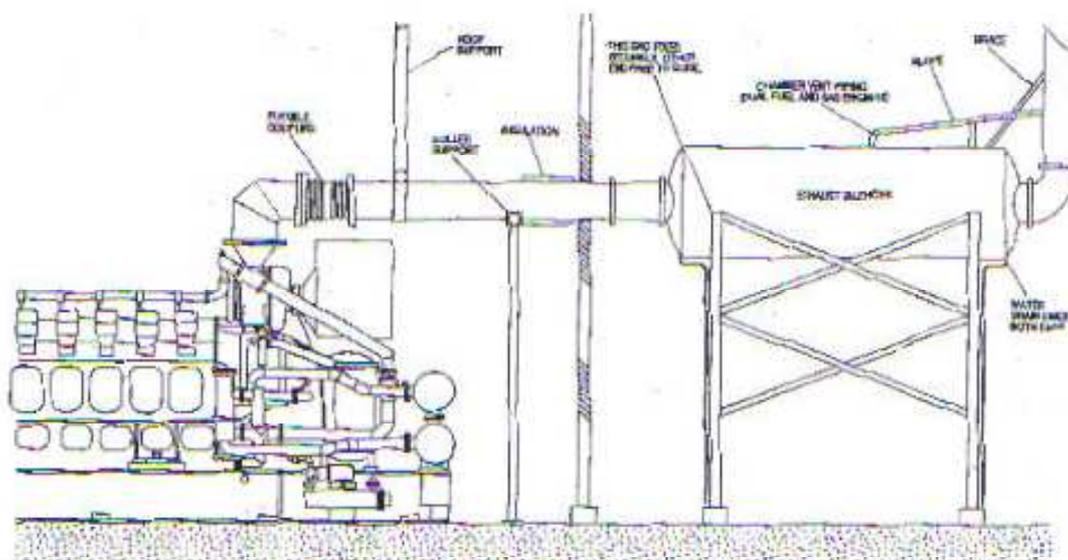


Fig. 3. Typical Stationary Engine Exhaust System  
End Inlet Horizontal Silencer

PIPING:

Exhaust piping may be spiral weld or butt weld. Wall thickness should be at least schedule 10 (0.28"); standard wall (0.375") is recommended for greater structural rigidity and reduced noise radiation. It should be routed as directly as possible with a minimum number of elbows. Elbows should be long radius ( $R=1.5D$ ). Take down connections should be flanged - light weight plate flanges are usually sufficient. Engines require an expansion joint right after the exhaust adapter as design allows very limited connection loads. Pipe supports should be designed to constrain the pipe so predictable motion from thermal expansion and contraction occurs at the expansion joints. The engine and the inlet end of the silencer are rigid supports. Long runs of exhaust piping with elbows may require additional rigid supports (anchors). There must be an expansion joint between all rigid supports. In addition to supporting the weight of the pipe, rigid supports must be designed to resist forces required for movement of the expansion joints and, in a diesel installation, to resist axial thrust due to expansion joints in event of an exhaust explosion. Pipe must be supported on both sides of expansion joints and at other points as required by reasonable span. Roller or sliding supports under the pipe support its weight but allow

movement in axial and lateral directions. Moments, which can develop with some piping configurations, may require guide supports to restrain lateral movement and allow only axial movement. Guide supports have rollers or sliding restraints on the side(s) of the pipe as well as the bottom and are braced to resist side movement. At least 2 inches of insulation is recommended on indoor exhaust piping to reduce heat and noise radiated to the engine room. Pipe size is established by overall design pressure drop, considering pressure drop in the silencer and exit pressure drop plus length of pipe run required. Table 1, gives approximate pressure drop data to aid in selection of pipe size. Values in the table are based on 10% overload continuous rating (standby rating) for safety, with velocity of 10,000 FPM and less, ambient temperature of 70° F, and exhaust stack temperature of 900° F. By rule of thumb, losses are 3" or under when considering total pressure drop. Long radius elbows must be used. The straight feet run equivalent of a long radius elbow is the same as the diameter of the elbow in inches, i.e. 20" dia. long radius elbow is equivalent to 20' straight run. Add 5" H<sub>2</sub>O loss for the silencer and 1" H<sub>2</sub>O for the exit loss. The FM/ALCO engine can take a maximum of 16" H<sub>2</sub>O, however for calculation purposes, 9" to 10" is considered safer.

# TYPICAL INSTALLATIONS APPLICATIONS



FAIRBANKS MORSE ALCO ENGINES

New Page

A8310-3  
Nov. 1965

## EXHAUST EQUIPMENT - Cont. FM/ALCO Stationary Engines

TABLE 1. EXHAUST PIPE SIZING - TURBOSUPERCHARGED ENGINES  
Standard Pipe (0.575" wall) (All data approximate)

NUMBER OF CYLINDERS	720 RPM			750 RPM			900 RPM		
	EXHAUST GAS FLOW LB/HR - F. (CFM) @ RATED LOAD	NOMINAL PIPE SIZE - IN. (O.D.)	PRESS. DROP PER 100' EQUIV. LENGTH - IN. H <sub>2</sub> O	EXHAUST GAS FLOW LB/HR - F. (CFM) @ RATED LOAD	NOMINAL PIPE SIZE - IN. (O.D.)	PRESS. DROP PER 100' EQUIV. LENGTH - IN. H <sub>2</sub> O	EXHAUST GAS FLOW LB/HR - F. (CFM) @ RATED LOAD	NOMINAL PIPE SIZE - IN. (O.D.)	PRESS. DROP PER 100' EQUIV. LENGTH - IN. H <sub>2</sub> O
6	9250-900* (5280)	12	1.57	9629-900* (5498)	14	1.79	14034-900* (8016)	16	1.75
		14	0.82		16	0.86		18	0.88
8	18020-900* (9144)	14	2.50	16623-900* (9489)	14	2.53	20000-900* (11416)	18	2.70
		16	1.24		16	1.36		20	1.50
12	24030-900* (13726)	18	2.53	24834-900* (14232)	18	1.64	30000-900* (17124)	18	2.34
		18	1.48		20	0.97		20	1.40
16	32041-900* (18288)	18	2.53	33246-900* (18976)	20	1.54	40000-900* (22832)	22	1.56
		20	1.56		22	1.01		24	0.97
18	38947-900* (22230)	20	2.28	40303-900* (23004)	20	2.34	48597-900* (27736)	24	1.44
		22	1.45		22	1.48		26	0.97
NUMBER OF CYLINDERS	1000 RPM			1200 RPM					
	EXHAUST GAS FLOW LB/HR - F. (CFM) @ RATED LOAD	NOMINAL PIPE SIZE - IN. (O.D.)	PRESS. DROP PER 100' EQUIV. LENGTH - IN. H <sub>2</sub> O	EXHAUST GAS FLOW LB/HR - F. (CFM) @ RATED LOAD	NOMINAL PIPE SIZE - IN. (O.D.)	PRESS. DROP PER 100' EQUIV. LENGTH - IN. H <sub>2</sub> O			
6	18608-900* (9480)	14	2.53	19110-900* (10908)	16	1.75			
		16	1.36		18	0.97			
8	22187-900* (12684)	16	2.34	-	-	-			
		18	1.32	-	-	-			
12	33280-900* (18996)	20	1.67	36369-900* (21900)	20	1.79			
		22	1.06		22	1.24			
16	44375-900* (25328)	22	1.84	51158-900* (29200)	24	1.56			
		24	1.21		26	1.06			
18	53958-900* (30798)	24	1.64	-	-	-			
		26	1.17	-	-	-			

A8310-4  
Nov. 1995

New Page

#### EXHAUST EQUIPMENT - Cont. FM/ALCO Stationary Engines

##### EXPANSION JOINTS:

Convuluted metal expansion joints with a liner to shield convolutions from high velocity high temperature gas are most commonly used for exhaust systems. They allow considerable axial motion and lesser lateral motion. Tandem or double convuluted joints are used when greater lateral motion is required. They are rigid torsionally and rapid failure may be expected if stressed torsionally by bolt hole misalignment or thermal movement. They act as a spring when deflected - more force is required for greater deflection. Due to this characteristic, they have natural resonant frequencies. Vendors must be given the frequencies generated by the engine and required to furnish expansion joints designed for natural frequencies which will not be excited by them. They are usually specified with a cold pre-set (held by shipping bars) equal to half of the total movement required - shipping bars are removed after installation.

Slip type expansion joints such as Dresser are sometimes used outdoors for axial movement only. They are less expensive than convuluted metal joints but tend to leak; and forces required for movement are greatly affected by condition of seal ring, tightness of seal ring clamp bolts, angular misalignment, roughness and corrosion, etc. If clamped too tightly (or if there is not enough clearance between pipe ends), sufficient force may be generated by expansion to tear loose fixed supports (anchors).

##### EXHAUST SILENCERS:

Silencers are available with various levels of attenuation, pressure drops and physical sizes. OSHA, state and local codes on noise limits and proximity of residents usually dictate the level of silencing required. For a given inlet size, better silencing results in higher pressure drops. To stay within pressure drop limitations of the engine, a larger silencer may be required for better silencing. Most reputable suppliers know the noise levels and spectrums generated by the engine and, given noise code and pressure drop limitations, will select and guarantee performance of a suitable silencer. Since it is virtually impossible to discriminate between air intake and exhaust noise source in field

measurements, it is recommended that both air intake silencer and exhaust silencer be provided by the same vendor where strict codes are involved.

Location of the silencer is a compromise. Ideally, it should be as close as possible to the engine to minimize the length of pipe carrying unsilenced exhaust (radiates noise). Heat radiated by a large silencer in the engine room is an even greater problem so the silencer is usually located outdoors in stationary installations and in the funnel in marine installations and the engine is located to afford the shortest practicable run of unsilenced exhaust pipe in the engine room.

The silencer may be mounted either vertically or horizontally. For dual fuel engines, chamber venting may be internal if mounted vertically, but must be external if mounted horizontally. Thermal expansion of a large silencer must be considered in its mounting. Usually the inlet end is rigidly secured and the outlet end is mounted to permit axial movement. The tail pipe outlet should be "scarfed" at about a 45° angle (high side toward prevailing wind) to minimize sharp resonance ("bark") frequencies. The tail pipe outlet should be located so exhaust gases will not discolor the building and will not be blown (or eddy) into the air intake system.

##### EXHAUST THERMOCOUPLES AND CONNECTIONS:

Standard engines include one Type J Thermocouple screwed into each cylinder head exhaust port exit and one in exhaust outlet adapter. A pyrometer conduit supported by the water outlet headers (not shown on any of the engine views) brings all the thermocouple wires to a single branch box from which they can be lead to the control room.

##### EXHAUST ADAPTERS:

The turbo exhaust port requires an adapter for transition of gas. From the oblong exit of the turbo to a standard round pipe size flange (see Note under Vertical Exhaust Outlet Adapter Illustration A1414-3) these adapters are made for all sizes of pipe required and can be vertical or horizontal facing the free end or drive end of the engine. A1414-3 also shows the loading restraints of these adapters.

ANEXO E: MONITOREO AMBIENTAL INTERNO  
PARA MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA 2010.







































































## ANEXO F: SIMULACIÓN DEL CICLO DIESEL

## SIMULACIÓN DEL CICLO DIESEL

A continuación con los datos obtenidos en la simulación del ciclo diesel sin combustión se calculará el ciclo completo

### CICLO SIN COMBUSTIÓN:

$$\forall \theta \in [217 \dots \dots \dots 540]$$

Inicio del ciclo:  $217^\circ$

Final del ciclo:  $540^\circ$

Presión al inicio del ciclo  $P_{ic} = P_1$

Temperatura al inicio del ciclo  $T_{ic} = T_1$

Coefficiente de convección de calor al inicio del ciclo:

$$h_{ic} = h_1$$

El cálculo de las ecuaciones para modelar el ciclo sin combustión será un proceso iterativo que seguirá de la siguiente forma:

$$Qh_{i+1} = \frac{A_h(\theta) * h_i}{\omega} (T_i - T_{pared})$$

$$P_{i+1} = P_i * \left( 1 - \frac{\gamma(T_i(\theta))}{V(\theta)} * \frac{dV(\theta)}{d\theta} \right) + \frac{\gamma(T_i(\theta) - 1}{V(\theta)} * Qh_{i+1}$$

$$T_{i+1} = T_i * \left[ \left( \frac{T_i}{P_i} \right) * \left( P_{i+1} - P_i + \left( \frac{T_i}{V(\theta)} \right) * \frac{dV(\theta)}{d\theta} \right) \right]$$

$$h_{i+1} = 3,26 * D^{-0,2} * (P_{i+1} * 10^{-3})^{0,8} * (T_{i+1})^{-0,55} * (2,28 * u_m)^{0,8}$$

## DATOS PARA EL MODELO ALCO 1 ESTACIÓN LAGO AGRIO

### Sistema de escape actual.

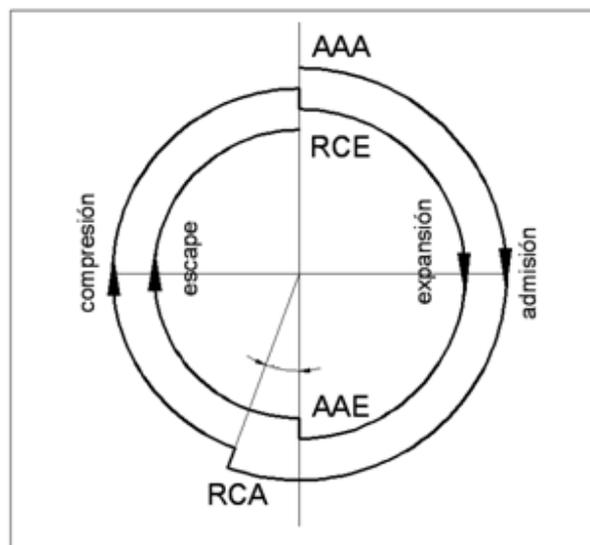
### Geometría del motor

#### Tipo:

Motor ALCO de 16 cilindros de 4 tiempos ignición espontánea, diesel, inyección indirecta y con sobrealimentación.

**Datos básicos:**

Régimen de giro [rpm]	$n = 1015$
Régimen de giro [rps]	$N = \frac{n}{60}$
Régimen de giro [rad/seg]	$\omega = \frac{2\pi}{60}n$
Régimen de giro [grados/seg]	$\omega = n \frac{360}{60}$
Diámetro del cilindro [m]	0,2286
Carrera $L$ [m]	0,2667
Radio del cigüeñal $a$ [m]	0,13335
longitud de la biela $l$ [m]	0,404012
Relación de compresión geométrica	$r_c = 11,5$
Número de cilindros	16
Cilindrada unitaria [m3]	$V_d = 0,0109462$
Volumen de la cámara de combustión [m3]	$V_c = 0,0010425$
Volumen total [m3]	$V_t = V_d + V_c = 0,0119887$
Cilindrada del motor [m3]	Cilindrada = $n$ cilindros * $V_d = 0,1751392$
Relación entre longitud de centros biela - carrera	$\lambda = \frac{l}{L} = 1,5148$

**Ángulos de la distribución:**

$$AAA = AAE = RCE = 0$$

$$RCA = 37^\circ$$

Volumen y área en función de la posición del cigüeñal

$\forall \theta = 0 \dots 720$

$$V(\theta) = V_c + \frac{\pi * B^2 * L_{pistón}}{4 * 2} * \left( 1 + 2 * \lambda - \cos\left(\theta * \frac{2 * \pi}{360}\right) - \sqrt{4 * \lambda^2 - \sin\left(\theta * \frac{2 * \pi}{360}\right)^2} \right)$$

$$\frac{d}{d(\theta)}V(\theta) = L_{pistón} \frac{\pi}{360} * \frac{\pi * B^2}{4} * \text{sen}\left(\theta * \frac{2 * \pi}{360}\right) * \left[ 1 + \frac{\cos\left(\theta * \frac{2 * \pi}{360}\right) \frac{L_{pistón}}{2}}{\sqrt{(\lambda * L_{pistón})^2 - \left(\frac{L_{pistón}}{2} \text{sen}\left(\theta * \frac{2 * \pi}{360}\right)\right)^2}} \right]$$

**Dosados:**

Dosado estequiométrico:

$$F_{est} = \left[ \frac{m_{comb}}{m_{aire}} \right]_{est} = \frac{1}{15} = 0,067$$

Dosado relativo:

$$F_R = 0,6$$

Dosado:

$$F = F_{est} * F_R = 0,067 * 0,6 = 0,0422$$

El cálculo del calor molar a presión constante del combustible ( $C_{p,comb}(T)$ ) se realiza de manera similar al del aire, utilizando la siguiente ecuación:

$$C_{p,comb}(T) = A_1 + A_2 * \left(\frac{T}{1000}\right) + A_3 * \left(\frac{T}{1000}\right)^2 + A_4 * \left(\frac{T}{1000}\right)^3 + A_5 * \left(\frac{1000}{T}\right)^2$$

Las unidades de  $C_{p,a}(T)$  son cal/(mol·K). Los coeficientes  $A_i$  son los mostrados en la Tabla

	$A_1$	$A_2$	$A_3$	$A_4$	$A_5$
Diesel	-9.1063	246.97	-143.74	32.329	0.0518

Coeficientes  $A_i$  para el diesel

**PROCESO DE RENOVACIÓN DE LA CARGA:**

Relación presión de succión/presión descarga en el compresor	$\pi_c = 1,9$		
Eficiencia del compresor	$\eta_c = 0,9$		
Presión ambiente [Pa]	$P_a = 99058,5194$		
Temperatura ambiente [K]	$T_a = 302,30$		
Coeficiente de calores específicos del aire	$\gamma_a = 1,396 \quad \frac{C_{p,aire}(T_{amb})}{C_{v,aire}(T_{amb})} = 1,396$		
Caída de presión total en el sistema de escape	Actual	6,470 [in H <sub>2</sub> O]	1611,693 [Pa]
	Modificado	6,618 [in H <sub>2</sub> O]	1648,391 [Pa]

Temperatura a la salida del compresor:

$$T_{sc} = T_a * \left( 1 + \frac{\pi_c^{\frac{\gamma_a-1}{\gamma_a}} - 1}{\eta_c} \right)$$

$$T_{sc} = 369,3776 [K]$$

Temperatura de admisión:

$$T_{ad} = T_{sc} - 70$$

$$T_{ad} = 299,3776 [K]$$

Presión a la salida del compresor (presión de admisión):

$$P_{ad} = P_a * \pi_c$$

$$P_{ad} = 99058,5194 * 1,9 = 188211,1869 [Pa]$$

Presión de escape:

$$P_e = 0,9 * P_{ad} + \Delta P_{tot\_actual}$$

$$P_e = 0,9 * 192517,5 + 1611,693 = 171000,873 [Pa]$$

Condiciones de inicio al momento de la compresión:

$$V_{(RCA)} = V(180 + RCA) = V(180 + 37)$$

$$V_{(217)} = V_1$$

$$V_{(217)} = 0,0112171 [m^3]$$

$$P_1 = P_{ad}$$

$$P_1 = 188211,1869 [Pa]$$

$$r_c = \frac{V_{RCA}}{V_c} = \frac{0,0112171}{0,0010425} = 10,79979$$

Cilindrada efectiva:

$$q_e = V_{RCA} - V_c$$

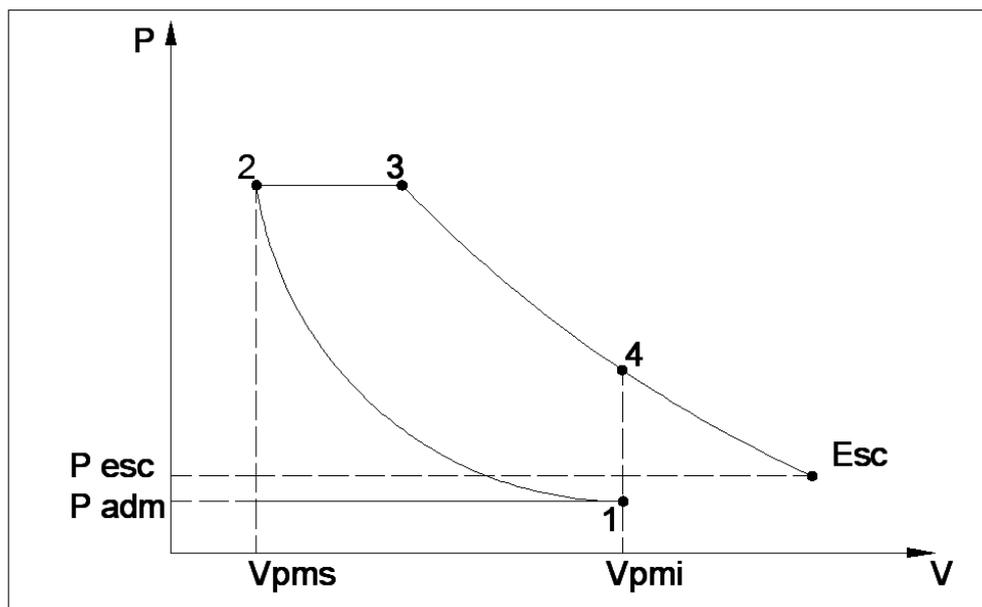
$$q_e = 0,0101746 \text{ [m}^3\text{]}$$

Coefficiente de llenado:

$$C_{llenado} = \frac{q_e}{V_d} = \frac{0,0101746}{0,0109462} = 0,9295$$

### CONDICIONES DE INICIO EN LA FASE DE COMPRESIÓN

Función del ciclo termodinámico indicado, usado para el cálculo de residuales



El cálculo empieza desde el punto 1 del cual se sabe lo siguiente:

$$P_1 = P_{ad}; \quad V_1 = V_{RCA}; \quad T_{ad} = 299,3776 \text{ [K]}$$

$$V_1 = V_{RCA} = 0,0112171 \text{ [m}^3\text{]}$$

$$V_2 = V_c = 0,0010425 \text{ [m}^3\text{]}$$

$$V_3 = V_2 * r = 0,001563 \text{ [m}^3\text{]}$$

$$V_4 = V_1 = 0,0112171 \text{ [m}^3\text{]}$$

Proceso 1 – 2 compresión isoentrópica de un gas ideal, calores específicos constantes:

$$T_2 = T_{ad} \left( \frac{V_1}{V_2} \right)^{K-1} = 299,3776 * \left( \frac{0,0112171}{0,0010425} \right)^{1,4-1} = 774,3566 [K]$$

$$P_2 = P_1 \left( \frac{V_1}{V_2} \right)^K = 188211,19 * \left( \frac{0,0112171}{0,0010425} \right)^{1,4} = 5238039,2906 [Pa]$$

Proceso 2 – 3 adición de calor a un gas ideal a presión constante:

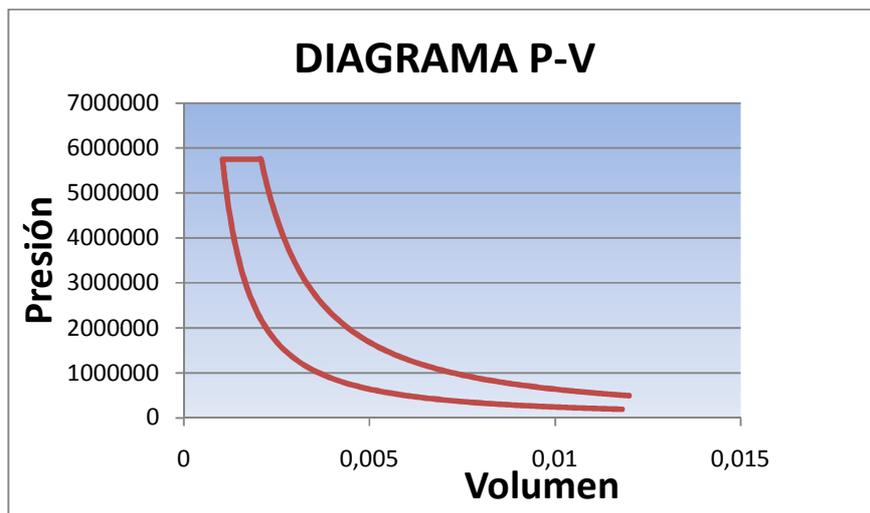
$$P_3 = P_2 = 5238039,2906 [Pa]$$

$$\frac{P_2 * V_2}{T_2} = \frac{P_3 * V_3}{T_3} \rightarrow T_3 = T_2 \left( \frac{V_3}{V_2} \right) = 774,3566 * \left( \frac{0,001563}{0,0010425} \right) = 1161,5349 [K]$$

Proceso 3 – 4 expansión isoentrópica de un gas ideal, calores específicos constantes:

$$T_4 = T_3 \left( \frac{V_3}{V_4} \right)^{K-1} = 1161,5349 * \left( \frac{0,001563}{0,0112171} \right)^{1,4-1} = 528,1377 [K]$$

$$P_4 = P_3 \left( \frac{V_3}{V_4} \right)^K = 5238039,2906 * \left( \frac{0,001563}{0,0112171} \right)^{1,4} = 332025,1021 [Pa]$$



$$\gamma_{aire} = 1,396$$

$$T_r = T_4 \left( \frac{P_e}{P_4} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

$$T_r = 336,4229 [K]$$

Temperatura de los gases al inicio del ciclo:

$$T_1 = (1 - X_r) * T_{ad} + X_r * T_r * \left[ 1 - \frac{\gamma_{aire} - 1}{\gamma_{aire}} * \left( 1 - \frac{P_{ad}}{P_e} \right) \right]$$

$$T_1 = 302,9246 [K]$$

Fracción másica de gases residuales:

$$X_r = \frac{1}{1 + \frac{T_r}{T_{ad}} * \left[ \frac{P_{ad}}{P_e} * r_c - \left[ 1 - \frac{\gamma_{aire} - 1}{\gamma_{aire}} * \left( 1 - \frac{P_{ad}}{P_e} \right) \right] \right]}$$

$$X_r = 0,07603$$

Para tener un mejor ajuste debemos repetir este proceso hasta obtener una diferencia entre la nueva temperatura y la anterior menor a 5 grados.

Realizadas 2 iteraciones mas como indicado en el paso anterior se obtuvo:

$$T_4 = 534,9097 [K]$$

$$P_4 = 332025,1021 [Pa]$$

$$T_r = 340,7367 [K]$$

$$T_1 = 303,2164 [K]$$

$$X_r = 0,07514$$

Con estos datos se obtiene la temperatura de inicio del ciclo que se va a simular realmente.

$$T_1 = 303,2164 [K]$$

### CÁLCULO DE LA MASA Y MOLES DE LA MEZCLA AIRE-COMBUSTIBLE A PARTIR DE $P_1$ Y $T_1$

La masa de aire introducido en el cilindro se obtiene aplicando la ecuación de los gases ideales con las condiciones iniciales de la mezcla determinadas por  $P_1$  y  $T_1$ :

$$m_a = m_1 = \frac{P_1 V_1}{RT_1} = 0,02426 \text{ [kg]}$$

Rendimiento volumétrico cuasi estacionario:

$$\eta_V = C_{llenado} * \left[ 1 + \frac{1 - \frac{P_e}{P_{amb}}}{\gamma_{aire} * (r_c - 1)} \right]$$

$$\eta_V = 0,8834$$

$$m_{1'} = m_1 * \eta_V$$

$$m_{1'} = 0,02144 \text{ [kg]}$$

Masa de combustible a inyectar:

$$m_c = F * m_{1'} = 0,0009053 \text{ [kg]}$$

Para calcular los moles de combustible ( $n_{comb}$ ) y los de aire ( $n_a$ ) se utilizarán las siguientes expresiones:

$$n_a = \frac{m_{1'}}{M_a} = \frac{0,02144}{28,97} = 0,00074 \text{ [moles]}$$

$$n_c = \frac{m_c}{M_c} = \frac{0,0009053}{170} = 5,3255E - 06 \text{ [moles]}$$

$$n_{mezcla} = n_a + n_c = 0,0007454 \text{ [moles]}$$

### CÁLCULO DE LAS PROPIEDADES DE LA MEZCLA AIRE-DIESEL

La mezcla aire-combustible se considera como una mezcla de gases ideales con lo que se pueden aplicar las ecuaciones que rigen a dichos gases. Primero es conveniente el cálculo de la fracción molar ( $y$ ) y másica ( $\omega$ ) de cada componente de la mezcla. De manera general, la fracción molar del componente  $i$  de la mezcla es:

$$y_i = \frac{n_i}{n_m}$$

La fracción molar y/o másica sirve para calcular el calor molar a presión constante de la mezcla ( $C_{p,m}$ ):

$$C_{p,m}(T) = \sum_{i=1}^2 y_i * C_{p,i}(T) = y_{comb} * C_{p,comb}(T) + y_a * C_{p,a}(T)$$

Para calcular el calor molar a volumen constante de la mezcla ( $C_{v,m}$ ) se utiliza la relación de Mayer (teniendo en cuenta que las unidades sean las adecuadas):

$$C_{v,m}(T) = C_{p,m}(T) - R$$

La constante referida a la mezcla de aire–gasolina (R) viene determinada por:

$$R = \frac{R^*}{M_m} \left[ \frac{J}{kg * K} \right]$$

$$y_c = \frac{n_c}{n_{mezcla}} = 0,007144$$

$$y_a = \frac{n_a}{n_{mezcla}} = 0,99285$$

$$M_{mezcla} = \sum_{i=1}^2 y_i * M_i = 0,007144 * 170 + 0,99285 * 28,97$$

$$R = \frac{R^*}{M_m} \left[ \frac{kJ}{kg * K} \right]$$

$$R = 0,272037 \left[ \frac{kJ}{kg * K} \right]$$

$$C_{p,m}(T) = \sum_{i=1}^2 y_i * C_{p,i}(T) = 0,007144 * C_{p,comb}(T) + 0,99285 * C_{p,a}(T)$$

$$C_{v,m}(T) = C_{p,m}(T) - 0,272037 \left[ \frac{kJ}{kg * K} \right]$$

**TRANSFERENCIA DE CALOR:**

Las pérdidas de calor a través de las paredes de la cámara de combustión se calculan como transferencia de calor por convección:

$$\frac{dQ_{ht}}{d\theta} = \frac{A_h(\theta) * h_c(\theta)}{\omega} * (T_i(\theta) - T_{pared})$$

Área en función del ángulo del cigüeñal:

$$A_h(\theta) = \frac{\pi * B^2}{4} + \pi * B * x(\theta) + \frac{\pi * D^2}{2}$$

Desplazamiento del pistón en función del ángulo del cigüeñal:

$$x(\theta) = l + a - a * \cos(\theta) - \sqrt{l^2 - a^2 * \sin^2(\theta)}$$

$$x(\theta)_{ic} = 0,2479 \text{ [m]}$$

$$A_h(\theta)_{ic} = 0,2601 \text{ [m]}^2$$

$$h_{ic} = 3,26 * B^{-0,2} * (P_{ic} * 10^{-3})^{0,8} * (T_{ic})^{-0,55} * (2,28 * u_{gm})^{0,8}$$

$$u_{gm} = C_1 * u_m$$

	Coeficiente C <sub>1</sub>
Renovación de la carga	6,18
Compresión	2,28
Combustión - Expansión	2,28

Al inicio de la compresión el coeficiente C<sub>1</sub>= 6,18

Velocidad media del pistón:

$$u_m = \frac{2L_{pistón}n}{60} = \frac{2 * 0,2667 * 1015}{60} = 9,02335 \left[ \frac{m}{s} \right]$$

$$u_{gm} = 55,764 \left[ \frac{m}{s} \right]$$

$$h_{ic} = 311,3421 \left[ \frac{W}{m^2K} \right]$$

$$Q_{ht \ ic+1} = -0,9136 \text{ [W]}$$

**Temperatura de la pared:**

La temperatura media de las paredes no debe superar los 180 °C para evitar que el aceite de la película que hay encima de las paredes pierda sus propiedades. La temperatura de las paredes no es constante sino que va oscilando periódicamente, aumentando la temperatura durante la combustión y disminuyendo después de la combustión. A efectos prácticos para el cálculo del calor perdido se puede considerar constante y de valor aproximado de 413 K.

**CICLO COMPLETO:**

$$\forall \theta \in [217 \dots \dots \dots 540]$$

Inicio del ciclo: 217°

Final del ciclo: 540°

Presión al inicio del ciclo  $P_{ic} = P_1$

Temperatura al inicio del ciclo  $T_{ic} = T_1$

Coefficiente de convección de calor al inicio del ciclo:

$$h_{ic} = h_1$$

Los valores de  $P_{ic}$ ,  $T_{ic}$ ,  $h_{ic}$  serán los mismos que los calculados en el ciclo sin combustión:

$$P_{ic} = P_1 = 188211,1869 \text{ [Pa]}$$

$$T_{ic} = T_1 = 303,216 \text{ [K]}$$

$$h_{ic} = h_1 = 311,3421 \left[ \frac{W}{m^2 K} \right]$$

$$m_{ic} = m_{1\varnothing} = 0,02144 \text{ [kg]}$$

El cálculo de las ecuaciones para modelar el ciclo completo será un proceso iterativo que seguirá de la siguiente forma:

$$T_g = \frac{P_i * V(\theta)}{m_{1'} * R_g A}$$

$$Q_{ch i+1} = m_c * Q_l * \eta_{comb} * \left( \frac{d}{d(\theta)} X_q(\theta) \right)$$

$$Q_{ht\ i+1} = \frac{A_h(\theta) * h_i}{\omega} (T_g - T_{pared})$$

$$P_{i+1} = P_i * \left(1 - \frac{\gamma(T_i(\theta))}{V(\theta)} * \frac{dV(\theta)}{d\theta}\right) + \frac{\gamma(T_i(\theta)) - 1}{V(\theta)} * (Q_{ch\ i+1} - Q_{ht\ i+1})$$

$$T_{i+1} = T_i * \left[\left(\frac{T_i}{P_i}\right) * \left(P_{i+1} - P_i + \left(\frac{T_i}{V(\theta)}\right) * \frac{dV(\theta)}{d\theta}\right)\right]$$

$$u_{gm\ i+1} = C_1 * u_m + C_2 * \left[\left(\frac{V(\theta) * T \sin\ combustion_{ic}}{P \sin\ combustion_{ic} * V_{ic}}\right) * (P_{i+1} - P \sin\ combustion_{i+1})\right]$$

	Coeficiente C <sub>1</sub>	Coeficiente C <sub>2</sub>
Renovación de la carga	6,18	0
Compresión	2,28	0
Combustión - Expansión	2,28	3,24 * 10 <sup>-3</sup>

$$h_{i+1} = 3,26 * B^{-0,2} * (P_{i+1} * 10^{-3})^{0,8} * (T_{i+1})^{-0,55} * (2,28 * u_{gm\ i+1})^{0,8}$$

$$W_{i+1} = P_i * v_i - P_{i+1} * V_{i+1}$$

## DATOS SOBRE LOS FLUIDOS DE TRABAJO Y LA COMBUSTIÓN

COMBUSTIBLE: Diesel con fórmula equivalente C<sub>12</sub>H<sub>26</sub>

Poder calorífico inferior del combustible Li = 40171661 kJ/kg

Índice de cetano = 50

## CALOR LIBERADO DURANTE LA COMBUSTIÓN DE PREMEZCLA

Angulo de retraso:

$$\Delta\theta_r = (0,36 + 0,22 * u_m) * e^{\left[E_A * \left(\frac{1}{R_u * T_{\theta_r}} - \frac{1}{17190}\right) * \left(\frac{21,2}{P_{\theta_r} - 12,4}\right)^{0,63}\right]}$$

$$P_{\theta_r} = 1,615 * r_{cg}^{1,3} \quad T_{\theta_r} = 358,477 * r_c^{1,3-1}$$

$$P_{\theta_r} = 35,4419 \text{ [bar]}$$

$$T_{\theta_r} = 731,1432 \text{ [K]}$$

$$u_m = \frac{2L_{pistón}n}{60} = \frac{2 * 0,2667 * 1015}{60} = 9,02335 \left[\frac{m}{s}\right]$$

$$E_A = \frac{618840}{CN + 25}$$

$$CN = 50$$

$$E_A = 8251,2$$

$$R_u = 8,3143 \left[ \frac{J}{mol K} \right]$$

$$\Delta\theta_r = 5,39135$$

AVANCE A LA INYECCIÓN (AI):

$$AI = 9^\circ$$

$$\theta_{AI} = 360 - AI = 351^\circ$$

ANGULO DE INICIO DE LA COMBUSTIÓN DE PREMEZCLA:

$$\theta_{i1} = \theta_{AI} + \Delta\theta_r = 356,0764^\circ$$

ANGULO OCUPADO POR LA COMBUSTIÓN DE PREMEZCLA:

$$\Delta\theta_1 = 7^\circ$$

ANGULO DE FINALIZACIÓN DE LA COMBUSTIÓN DE PREMEZCLA:

$$\theta_{f1} = \theta_{i1} + \Delta\theta_1 = 363,0764^\circ$$

LEY DE MASA QUEMADA:

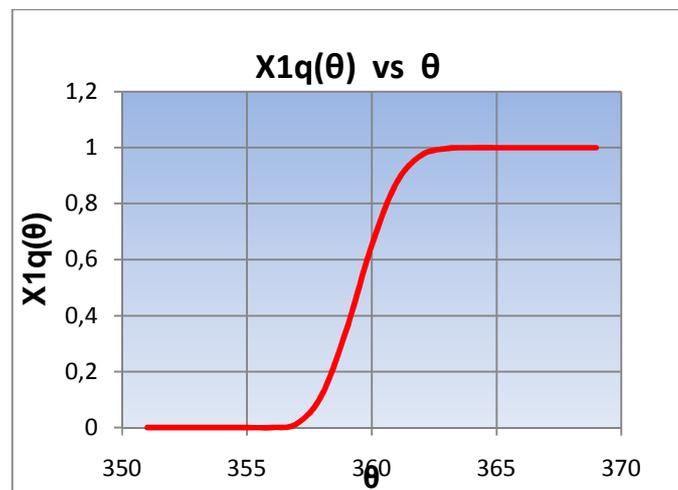
$$X_{1q}(\theta) = \left[ 1 - e^{\left[ -a_1 \left( \frac{\theta - \theta_{i1}}{\Delta\theta_1} \right)^{m_1 + 1} \right]} \right] \text{ si } \theta_{i1} \leq \theta \leq \theta_{f1}$$

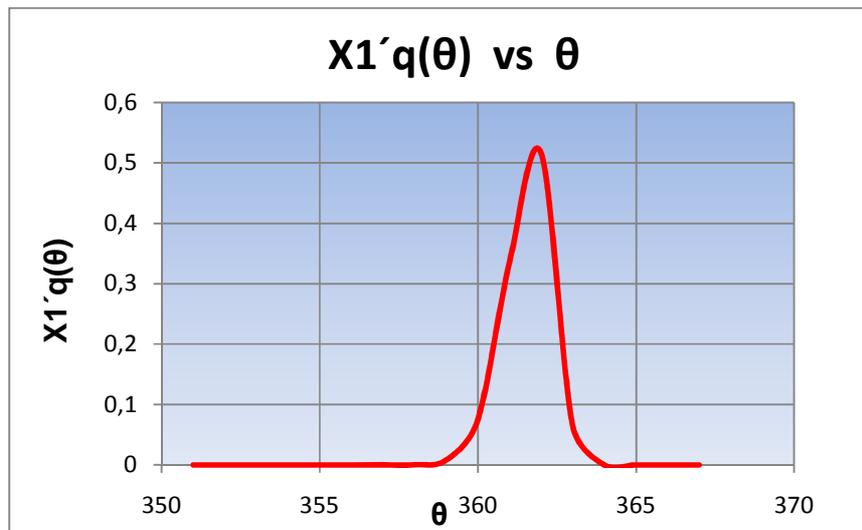
$$X_{1q}(\theta) = 0 \text{ si } \theta \leq \theta_{i1}$$

$$X_{1q}(\theta) = 1 \text{ si } \theta \geq \theta_{f1}$$

Coefficientes  $a_1$  y  $m_1$  son:

$$a_1 = 6 \quad m_1 = 2$$





### CALOR LIBERADO DURANTE LA COMBUSTIÓN DE DIFUSIÓN

ANGULO OCUPADO POR LA COMBUSTIÓN DE DIFUSIÓN:

$$\Delta\theta_2 = 40^\circ$$

ANGULO DE INICIO DE LA COMBUSTIÓN DE DIFUSIÓN:

$$\theta_{i2} = \theta_{AI} + \Delta\theta_r = 356,0764^\circ$$

$$\theta_{i2} = \theta_{i1}$$

ANGULO DE FINALIZACIÓN DE LA COMBUSTIÓN DE PREMEZCLA:

$$\theta_{f2} = \theta_{i2} + \Delta\theta_2 = 396,0764$$

LEY DE MASA QUEMADA:

$$X_{2q}(\theta) = \left[ 1 - e^{\left[ -a_2 \left( \frac{\theta - \theta_{i2}}{\Delta\theta_2} \right)^{(m_2+1)} \right]} \right] \text{ si } \theta_{i2} \leq \theta \leq \theta_{f2}$$

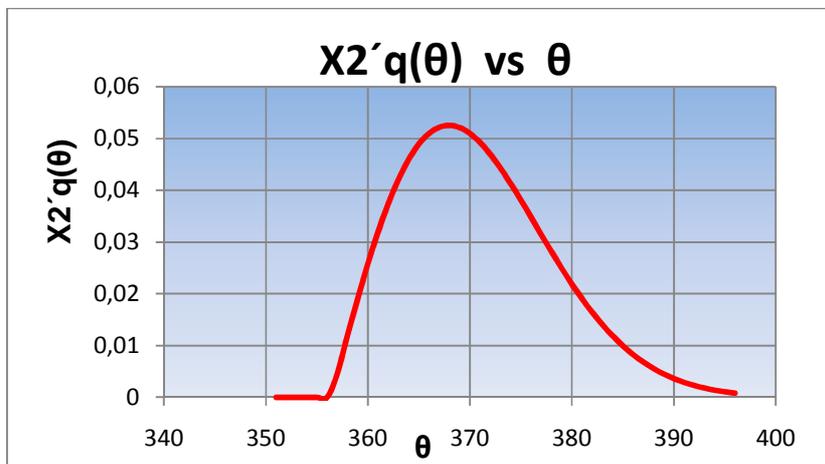
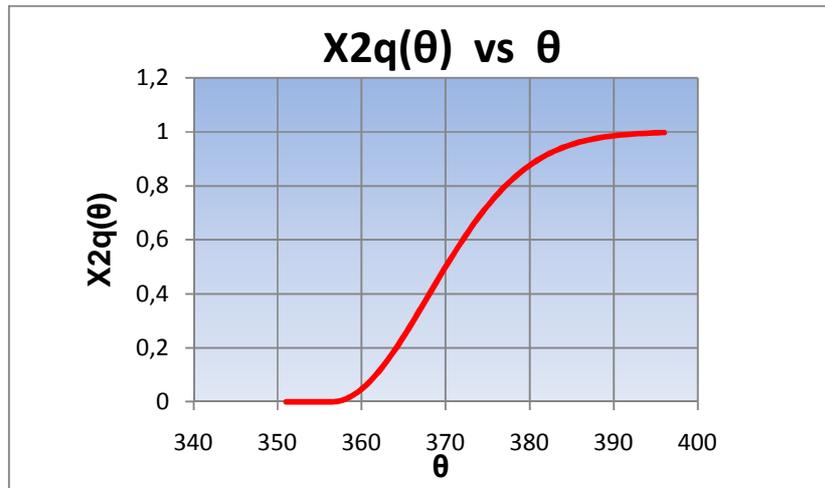
$$X_{2q}(\theta) = 0 \text{ si } \theta \leq \theta_{i2}$$

$$X_{2q}(\theta) = 1 \text{ si } \theta \geq \theta_{f2}$$

Coefficientes  $a_2$  y  $m_2$  son:

$$a_2 = 6$$

$$m_2 = 1$$



Ley de Wiebe para difusión y premezcla:

$$X_q(\theta) = (X_{1q}(\theta) * q1) + (X_{2q}(\theta) * q2) \text{ si } \theta_{i1} \leq \theta \leq \theta_{f2}$$

$$X_q(\theta) = 0 \text{ si } \theta \leq \theta_{i1}$$

$$X_q(\theta) = 1 \text{ si } \theta \geq \theta_{f2}$$

$$q1 = \frac{\Delta\theta_r}{25,71 * F_r + 14,429}$$

$$q1 = 0,046$$

$$q2 = \frac{(25,71 * F_r + 14,429) - \Delta\theta_r}{(25,71 * F_r + 14,429)}$$

$$q2 = 0,86$$

$$\frac{d}{d(\theta)} X_q(\theta) = \left[ \frac{a_1 * (m_1 + 1)}{\Delta\theta_1} * \left( \frac{\theta - \theta_{i1}}{\Delta\theta_1} \right)^{(m_1+1)} * e^{\left[ -a_1 * \left( \frac{\theta - \theta_{i1}}{\Delta\theta_1} \right)^{(m_1+1)} \right]} * q1 \right] + \left[ \frac{a_2 * (m_2 + 1)}{\Delta\theta_2} * \left( \frac{\theta - \theta_{i2}}{\Delta\theta_2} \right)^{(m_2+1)} * e^{\left[ -a_2 * \left( \frac{\theta - \theta_{i2}}{\Delta\theta_2} \right)^{(m_2+1)} \right]} * q2 \right]$$



### RENDIMIENTO DE LA COMBUSTIÓN

$$\eta_{comb} = 0,96$$

### SIMULACIÓN DE LA RENOVACIÓN DE LA CARGA DEL CICLO, ADMISIÓN Y ESCAPE

$$\forall \theta \in [541 \dots \dots \dots 720]$$

$$P_{541 \dots 720} = P_e = 170974,932 \text{ [Pa]}$$

$$T_{541 \dots 720} = T_{amb} = 302,3 \text{ [K]}$$

$$h_{541 \dots 720} = 3,26 * B^{-0,2} * (P_e * 10^{-3})^{0,8} * (T_{amb})^{-0,55} * (u_{gm})^{0,8}$$

$$u_{gm} = 6,18 \quad u_m = 57,68721 \left[ \frac{m}{s} \right]$$

$$h_{541 \dots 720} = 288,8318 \left[ \frac{W}{m^2 K} \right]$$

$$Q_{ht}(\theta) = \frac{Ah(\theta)}{\omega} * h_{541.....720} * (T_{541.....720} - T_{pared})$$

$$\forall \theta \in [0 \dots \dots \dots 217]$$

$$P_{0.....217} = P_{ad} = 188211,1869 [Pa]$$

$$T_{0.....217} = T_1 = 303,216 [K]$$

$$h_{0.....217} = 3,26 * B^{-0,2} * (P_a * 10^{-3})^{0,8} * (T_{ad})^{-0,55} * (u_{gm})^{0,8}$$

$$u_{gm} = 6,18 u_m = 55,7643 \left[ \frac{m}{s} \right]$$

$$h_{0.....217} = 311,3421 \left[ \frac{W}{m^2 K} \right]$$

$$Q_{ht}(\theta) = \frac{Ah(\theta)}{\omega} * h_{0.....217} * (T_{0.....217} - T_{pared})$$

### CÁLCULO DEL TRABAJO INDICADO DEL CICLO

$$\Delta w_\theta = P_{media} * \Delta V = \frac{1}{2} (P_\theta + P_{\theta+1}) * (V_{\theta+1} - V_\theta) \quad \forall \theta \in [\theta_0 \dots \dots \theta_{720}]$$

$$W_{comp}(-) = \sum_{\theta=217}^{\theta=359} \Delta w_\theta = -7618,6087 [J]$$

$$W_{exp}(+) = \sum_{\theta=360}^{\theta=539} \Delta w_\theta = 21844,8252 [J]$$

$$W_i = \sum_{\theta=0}^{\theta=720} \Delta w_\theta = 14269,26 [J]$$

Rendimiento indicado del ciclo:

$$\eta_i = \frac{W_i}{Q_{in}} = \frac{W_i}{\eta_c * m_c * Q_l} = 0,4087 = 40,87 \%$$

Presión media indicada:

$$pmi = \frac{W_i}{V_c} = 1303,581 [kPa]$$

**CÁLCULO DE LA POTENCIA DE CICLO:**

Potencia en la compresión:

$$\dot{W}_{comp} = \frac{6 * N \left[ \frac{rev}{min} \right] W_{exp}}{360^\circ - 217^\circ} = 289,983 \text{ [kW]}$$

Potencia en la expansión:

$$\dot{W}_{exp} = \frac{6 * N \left[ \frac{rev}{min} \right] W_{exp}}{540^\circ - 360^\circ} = 739,083 \text{ [kW]}$$

La potencia indicada del ciclo ( $P_i$ ):

$$P_i = \frac{6 * N \left[ \frac{rev}{min} \right] W_i}{720^\circ} = 120,694 \text{ [kW]}$$

La potencia indicada del motor ( $P_i$ ):

$$P_i = z * \frac{6 * N \left[ \frac{rev}{min} \right] W_i}{720^\circ} = 1931,106 \text{ [kW]} = 2589,652 \text{ [HP]}$$

Presión media de fricción ( $pmf$ ):

$$pmf = \left[ 0,97 + 0,15 \left( \frac{1015}{1000} \right) + 0,05 \left( \frac{1015}{1000} \right)^2 \right] * 100000$$

$$pmf = 117,376 \text{ [kPa]}$$

Rendimiento mecánico ( $\eta_m$ ):

$$\eta_m = 1 - \frac{117,376}{1303,581} = 0,9099 = 90,99\%$$

Potencia efectiva ( $P_{efec}$ ):

$$P_{efec} = 1757,227 \text{ [kW]} = 2356,4766 \text{ [HP]}$$

Rendimiento total del motor ( $\eta$ ):

$$\eta = 0,4087 * 0,9099 = 0,37189 = 37,19 \%$$

Consumo de combustible ( $Q$ ):

$$F_{combustible} = 0,38 * 2356 = 895,46 \frac{lb}{hr}$$

$$\rho = 0,9 * 62,4 \frac{lb}{ft^3} = 56,16 \frac{lb}{ft^3}$$

$$Q = \frac{895,46 \frac{lb}{hr}}{56,16 \frac{lb}{ft^3}} = 15,944 \frac{ft^3}{hr} * 7,48 \frac{gal}{ft^3} * \frac{1 barril}{55 gal} = 2,1684 \frac{barriles}{hora}$$

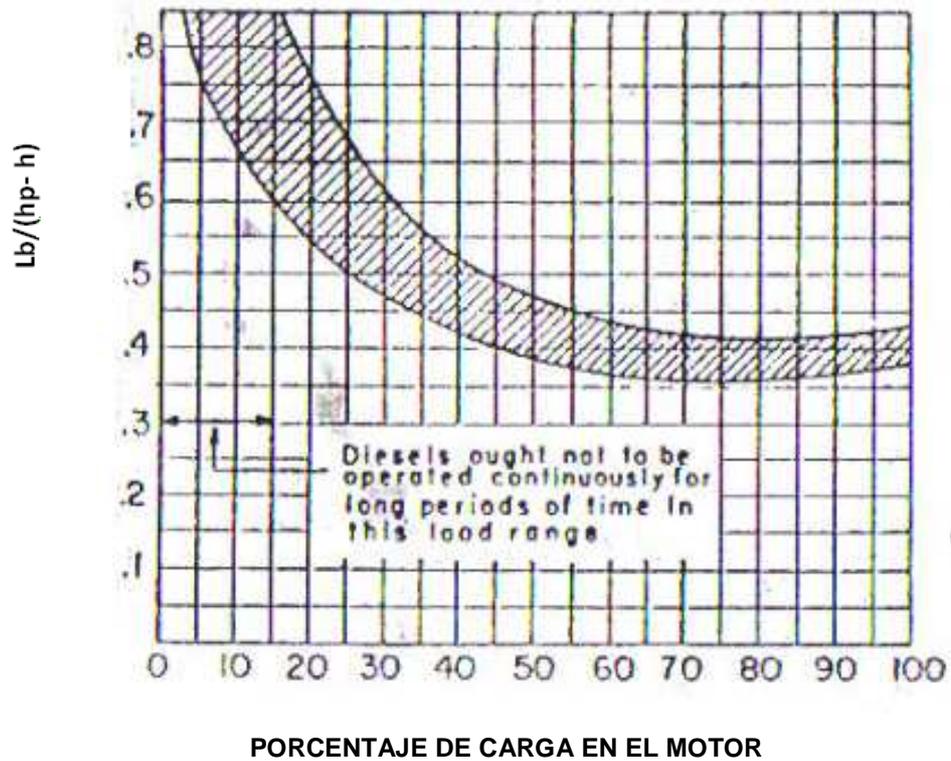
## ALCO 1 ESTACIÓN LAGO AGRIO

### Sistema de escape modificado.

Las prestaciones del motor se calcularan con el mismo procedimiento anterior tomando en cuenta que la contrapresión en este caso es de 6,618 [in H<sub>2</sub>O] (1648,391 [Pa]).

Presión de escape $P_e$ [Pa]	171037,18	
Trabajo indicado del ciclo $W_i$ [J]	14268,33	
Trabajo indicado del motor [kJ]	228,2932	
Rendimiento indicado del ciclo	40,8683 %	
Presión media indicada $p_{mi}$ [kPa]	1303,496	
Potencia en la compresión $\dot{W}_{comp}$ [kW]	289,983	
Potencia en la expansión $\dot{W}_{exp}$ [kW]	739,065	
La potencia indicada del ciclo $P_i$ [kW]	120,686	
La potencia indicada del motor $P_i$	1930,980 kW	2589,483 HP
Presión media de fricción ( $p_{mf}$ ) [kPa]	117,376	
Rendimiento mecánico ( $\eta_m$ )	90,99 %	
Potencia efectiva ( $P_{efec}$ )	1756,974 kW	2356,138 HP
Rendimiento total del motor ( $\eta$ )	37,188 %	
Consumo de combustible ( $Q$ ) [barriles/hr]	2,1686	

## ANEXO G: FACTOR DE CONSUMO DE COMBUSTIBLE

**Consumo específico de combustible [lb/(hp - h)]<sup>162</sup>**

<sup>162</sup> ING. BAHAMONDE, Diseño de sistemas energéticos, 2010.

## $W_b$ Consumo específico de combustible<sup>163</sup>

NÚMERO	CCM-3306
PÁGINA	5 de 7

3.2.5 Ajustese la válvula de alivio del múltiple de admisión 26 1/4 psiq más/menos 1/4 psiq.

3.2.6 Cerciórese de que se hayan completado todos los ajustes y reparaciones antes de la prueba oficial de rendimiento.

#### 4. PRUEBA OFICIAL DE RENDIMIENTO

Debe hacerse funcionar gradualmente el motor hasta la velocidad y carga máximas. Los parámetros de las pruebas se registrarán en la hoja de pruebas del motor EQ-228. El registro de los datos comenzará una vez que el operador esté convencido de que se han estabilizado todos los parámetros. Si no se obtienen los datos siguientes en la primera prueba oficial de rendimiento, deberán efectuarse los ajustes del motor y volver a realizarse las pruebas hasta que se obtengan estos valores.

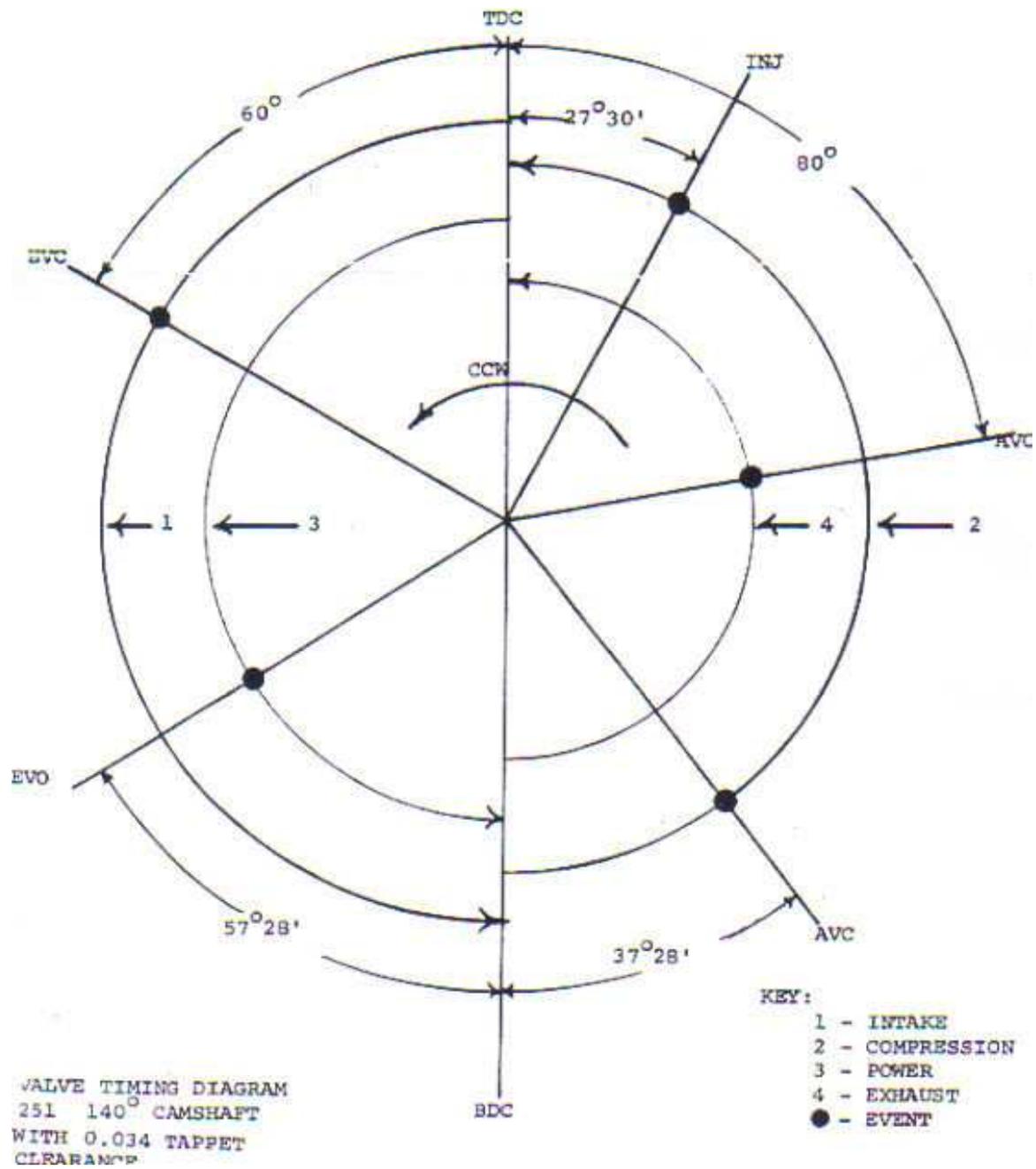
<u>PARAMETRO</u>	<u>VALOR A CARGA MÁXIMA</u>
Velocidad del motor	1050 rpm
Carga del motor	Véase la curva de la pag. 31
Presión de la bomba de aceite de lubricación	118 psi
Presión de aceite de lubricación en el cabezal	85-90 psi
Presión de aceite de lubricación en el turbocompresor	Aprox. 45 psi
Temperatura del aceite de lubricación de entrada y salida del motor	Aprox. 160/185° F
Presión de agua en el motor (entrada)	35 psi mín.
Temperatura del agua, entrada y salida	160°F mín., 185° F max.
Temperatura del agua de entrada y salida del enfriador posterior	Aprox. 18° F dif.
Flujo de agua a través del enfriador posterior	Aprox. 100 USGPM
Flujo de agua en el motor	Aprox. 450 USGPM
Presión de combustible	40-45 psi
Vacío del cárter	1.0 in. Hg mín.
Cremallera promedio	29.75 más/menos 0.25 mm.
Presión del compresor (salida)	Véase la curva de la pag. 31
Temperatura de salida del compresor	Aprox. 263° F
Presión del múltiple de aire	1.0 in. Hg, menos que la descarga del comp.
Temperatura del múltiple de aire	Véase la curva de la pag. 31
Temperatura del múltiple de escape	Véase la curva de la pag. 31
Presión del múltiple de escape	Aprox. 29.5 in. Hg.
Temperatura del cilindro	450°F max., 150° dif. max.
Presión de encendido	Véase la curva de la pag. 31
Velocidad del turbocompresor	Aprox. 16000 rpm
Ruido del escape	Como Bach 2
Flujo de la masa de aire	Aprox. 415 lb/min.
Presión de aceite de lubricación en el regulador	Aprox. 30 psi
Consumo específico de combustible	Aprox. 0.375 lb/3HP-hora
Temperatura de la chimenea de escape	Véase la curva de la pag. 31

<sup>163</sup> INTENDENCIA DE OPERACIONES COORDINACIÓN DE MANTENIMIENTO

ANEXO H: ÁNGULOS DE DISTRIBUCIÓN EN LOS  
MOTORES ALCO SERIE "C" 12 – 16 – 18  
CILINDROS

## ÁNGULOS DE DISTRIBUCIÓN MOTORES ALCO SERIE "C".<sup>164</sup>

RCA (retraso al cierre de admisión) =  $37,28^\circ$



<sup>164</sup> FAIRBANKS MORSE Engine Division, Manual de operación y mantenimiento para Petroecuador.

## ANEXO I: PLANOS