



Universidad  
Industrial de  
Santander

**REINGENIERÍA Y CONSTRUCCIÓN DEL CILINDRO DE UN MOTOR DE DOS  
TIEMPOS MONO-CILÍNDRICO CON PEQUEÑA CILINDRADA PARA  
APLICACIÓN AGRÍCOLA**

**ANGIE CAROLINA FUENTES BAYONA**

**JOSÉ ADOLFO SUESCÚN RIVEROS**

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER  
FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICOMECÁNICAS  
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA  
BUCARAMANGA**

**2015**

**REINGENIERÍA Y CONSTRUCCIÓN DEL CILINDRO DE UN MOTOR DE DOS  
TIEMPOS MONO-CILÍNDRICO CON PEQUEÑA CILINDRADA PARA  
APLICACIÓN AGRÍCOLA**

**ANGIE CAROLINA FUENTES BAYONA**

**JOSÉ ADOLFO SUESCÚN RIVEROS**

**Proyecto de Grado para optar al título de Ingeniero (a) Mecánico (a)**

**Director**

**JORGE LUIS CHACON VELASCO**

**Ingeniero Mecánico, Ph.D.**

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER  
FACULTAD DE INGENIERÍAS FISICOMECAÑICAS  
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA  
BUCARAMANGA**

**2015**

## DEDICATORIA

*A mi hermosa madre por su eterno apoyo y esfuerzo  
constante.*

*A José Adolfo por tanto amor y completa felicidad.*

*A mis amigos por su colaboración, apoyo y por tantos  
momentos de felicidad y compañía, siempre llenando de  
color y buena vibra mi vida.*

*A Doña Victoria y Don Jesús por su apoyo.*

*Angie Carolina*

*A mis padres, por su constante apoyo y dedicación en la educación de sus  
hijos.*

*A los amigos que me acompañaron a lo largo de la carrera e hicieron de esta la  
mejor etapa de mi vida.*

*A Angie Carolina, por su incondicional amor y compañía, pero sobre todo,  
por creer en mí.*

*José Adolfo*

## **AGRADECIMIENTOS**

Los autores agradecen de manera especial y sincera a las personas que de forma desinteresada colaboraron con el desarrollo de este proyecto.

A Jorge Luis Chacón Velasco, Dr. Ing. Mecánico y Director del proyecto, por el acompañamiento y orientación en el desarrollo del presente trabajo.

A los profesores y personal de la Escuela de ingeniería metalúrgica y ciencia de materiales por su colaboración profesional.

Agradecemos al Laboratorio de Microscopía de la Universidad Industrial de Santander – Parque Tecnológico de Guatimar y su personal, por el servicio de microscopía suministrado para la adquisición de datos.

A Leonel Vesga Toloza, de la empresa VAL Ltda por toda la colaboración y enseñanzas técnicas aportadas para el desarrollo de este proyecto

## SIMBOLOGÍA

$A$ Área superficial de contacto con los gases calientes	$k_3$ Coeficiente de conductividad térmica de la pintura
$A_{adm}$ Área del puerto admisión	$L$ Longitud de la biela
$A_b$ Área de la sección transversal de la biela	$l$ Longitud del cilindro
$A_{esc}$ Área del puerto escape	$m$ Altura de la aleta
$\alpha_G$ Aceleración relativa	$m_{bul}$ Masa del bulón
$\alpha'_G$ Aceleración lineal del centro de gravedad	$m'_b$ Masa de la biela
$\alpha'_{Gx}$ Aceleración del centro de masa de la biela en dirección $x$	$m_s$ Masa de los anillos
$\alpha'_{Gy}$ Aceleración del centro de masa de la biela en dirección $y$	$m_p$ Masa del émbolo
$b_b$ Grosor en la base de la aleta	$m'_p$ Masa del émbolo
$b_m$ Grosor medio de la aleta	$m'$ Altura corregida de la aleta
$b_t$ Grosor de la aleta en la punta	$n$ Velocidad del motor en rpm
$C_A$ Factor de relación de áreas	<b>Ns</b> Número de puertos de admisión
$C_H$ Factor de relación de las alturas	$\eta_v$ Eficiencia volumétrica
$C_m$ velocidad media del émbolo	<b>n1</b> Exponente Politrópico medio de compresión
$C_p$ Calor específico del aire	$P$ Presión de los gases de combustión
$D$ Diámetro interno del cilindro	$P_a$ Presión de alimentación
$e$ Excentricidad del émbolo	$P_{atm}$ Presión atmosférica promedio de la ciudad de Bucaramanga
$\epsilon$ Relación de Compresión	$P_c$ Presión en el ciclo de compresión
$E$ Módulo de elasticidad del material	$p_g$ Presión del gas
$f$ Número de aletas	$P_i$ Presión instantánea de los gases de combustión
$F_b$ Fuerza axial sobre la biela	$pk$ Presión a la entrada
$F_B$ Fuerza de la biela	$po$ Presión atmosférica
$F_f$ Fuerza de fricción sobre las paredes del cilindro	$Pz$ Presión en la explosión
$F_g$ Fuerza de los gases	$P'$ Presión del punto muerto superior
$g$ Fuerza gravitacional	$Q$ Calor transferido hacia el aire
$h$ Coeficiente de conductividad térmica del material de la aleta	$Q_0$ Cantidad de calor transferido desde la aleta por unidad de tiempo a un diferencial de temperatura $t_0$
$h_{adm}$ es la altura del puerto de admisión	$Q_1$ Calor transferido desde un área superficial de un metro cuadrado por segundo hacia el aire
$h_a$ Coeficiente de transferencia de calor por convección desde la pared hacia el agua o el aire	$R$ Radio de giro del cigüeñal
$h_{contur}$ coeficiente de transferencia de calor por convección en régimen turbulento	$r_b$ Radio de la superficie cilíndrica en la base de la aleta
$h_{esc}$ Altura del puerto de escape	$r_c$ Redondeo de las aristas
$h_g$ Coeficiente de transferencia de calor por convección desde los gases hacia la pared	$r_1$ Radio interno del cilindro
$h_s$ Altura del puerto de admisión [mm].	$r_2$ Radio externo del cilindro
$I_B$ Distancia del centro de gravedad de la biela al pie de la biela	$S$ Espaciamiento entre aletas
$I_{G/B}$ Inercia del centro de masa la biela	$s$ Carrera del émbolo
$I_p$ Inercia del émbolo	$\dot{s}$ Velocidad del émbolo
$k_1$ Coeficiente de conductividad térmica del carbono o aceite	$\ddot{s}$ Aceleración del émbolo
$k_2$ Coeficiente de conductividad térmica del material de la pared del cilindro	$S_b$ Longitud de la superficie del cilindro expuesta al flujo de aire entre dos aletas adyacentes.
	$t$ Tiempo
	$T$ Temperatura absoluta del gas
	$T_a$ Temperatura del Ciclo de admisión

$t_b$  Temperatura superficial del cuerpo  
 $T_c$  Temperatura del ciclo de compresión  
 $T_m$  Media aritmética de la temperatura absoluta de la superficie de la aleta y el aire  
 $T_o$  Temperatura inicial  
 $T_{pared}$  Temperatura superficial de las paredes internas del cilindro  
 $T_r$  Temperatura de los gases residuales  
 $T_z$  Temperatura del ciclo de la explosión  
 $T_w$  Temperatura de las paredes  
 $U_z$  Energía interna de los productos de combustión  
 $V$  Fuerza cortante sobre la biela  
 $V_G$  Velocidad lineal del centro de gravedad de la biela  
 $V_m$  Velocidad media del flujo  
 $v_m$  Velocidad del aire  
 $W'_b$  Es el peso de la biela  
 $W_p$  Peso del émbolo  
 $X_s$  Ancho del puerto de admisión  
 $\alpha$  Ángulo de giro del cigüeñal  
 $\beta$  Ángulo de inclinación de la biela con respecto a la vertical.  
 $\dot{\beta}$  Velocidad angular de la biela  
 $\ddot{\beta}$  Aceleración angular de la biela  
 $\gamma_r$  Coeficiente de Gases Residuales  
 $\gamma$  Gravedad específica del aire  
 $\mu$  Coeficiente de viscosidad  
 $\mu_o$  Coeficiente teórico de variación molecular  
 $\mu_r$  Coeficiente real de variación molecular  
 $\nu$  Viscosidad cinemática del aire  
 $\varphi$  Ángulo de excentricidad del émbolo  
 $\sigma_b$  Esfuerzos sobre la biela  
 $\sigma_o$  Esfuerzo térmico en la superficie externa del cilindro  
 $\sigma_i$  Esfuerzo térmico en la superficie interna del cilindro  
 $\tau$  Fuerza tangencial  
 $\psi$  Relación entre los calores específicos de la carga y la mezcla.  
 $\omega$  Velocidad angular del mecanismo Biela-Manivela  
 $\dot{\omega}$  Aceleración angular del mecanismo Biela-Manivela  
 $\rho$  Densidad del aire  
 $\delta$  Grosor de la pared  
 $\delta_1$  Grosor de la película de carbono o aceite  
 $\delta_2$  Grosor de la pared del cilindro  
 $\delta_3$  Grosor de la capa de pintura  
 $\theta_0$  Diferencia de temperatura entre la base de la aleta y el aire  
 $\Delta\theta_b$  Diferencial medio de temperatura en la base de la aleta  
 $\Delta T$  Incremento de Temperatura en el proceso  
 $\Delta t$  Gradiente de temperatura

## CONTENIDO

	pág.
INTRODUCCIÓN	26
1. OBJETIVOS	27
1.1 OBJETIVO GENERAL	27
1.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS	27
2. MARCO TEÓRICO	29
2.1 GENERALIDADES	29
2.1.1 Motores de dos tiempos	30
2.1.2 Introducción a los motores de ciclos de dos tiempos	31
2.1.2.1 Sistema de enfriamiento por agua	33
2.1.2.2 Sistema de enfriamiento por aire	35
2.1.3 Comparación entre el enfriamiento por líquido y por aire	37
2.1.3.1 Ventajas del enfriamiento por aire	37
2.1.3.2 Desventajas del enfriamiento por aire	37
3. METODOLOGÍA DEL DISEÑO	39
3.1 ESPECIFICACIONES DE DISEÑO	40
3.1.1 Características del elemento	41
3.1.2 Caracterización del material	44
3.1.2.1 Ensayos metalográficos	44
3.1.2.2 Examen micrográfico	45
3.1.2.3 Descripción del proceso	46
3.1.2.4 Imágenes metalográficas de las muestras	52
3.1.2.5 Análisis mediante microscopía espectrográfica	60
3.1.2.6 Ensayo de microdureza	62

3.1.2.7	Exploración superficial por microscopio 3D	64
3.2	CALCULOS TERMODINÁMICOS Y DINÁMICOS S	66
3.2.1	Análisis del ciclo termodinámico	67
3.2.1.1	Temperatura de admisión	68
3.2.1.2	Presión de compresión	69
3.2.1.3	Temperatura de al final de la compresión	70
3.2.1.4	Temperatura máxima de combustión	70
3.2.1.5	Presión de combustión	71
3.3	ANÁLISIS DINÁMICO	71
3.3.1	Fuerzas que actúan ente la camisa y el émbolo	72
3.3.1.1	Cinemática del mecanismo Biela-Manivela	72
3.3.1.2	Movimiento del mecanismo Biela-Manivela	73
3.3.1.3	Movimiento del émbolo	74
3.3.1.4	Desplazamiento de la biela	76
3.3.1.5	Fuerza de fricción existente entre el émbolo y el cilindro	78
3.3.2	Resultado análisis dinámico	81
3.4	ANÁLISIS DE TRANSFERENCIA DE CALOR	87
3.4.1	Fundamentos de la transferencia de calor	87
3.4.4.1	Transferencia de calor desde un cuerpo sólido hacia el aire	88
3.4.1.2	Clasificación y grosor de la capa límite	92
3.4.1.3	Coeficiente de transferencia de calor superficial	94
3.4.2	Transferencia de calor desde gases calientes hacia las paredes	95
3.4.2.1	Efectos de la calidad superficial	101
3.4.2.2	Efectos de la carga en el motor sobre la transferencia de calor	102
3.4.2.3	Efecto de la velocidad sobre la cantidad de calor transferido.	104
3.4.3	Transferencia de calor a través de las paredes del cilindro	105
3.4.4	Superficies aleteadas en los motores.	112
3.4.4.1	Espacio entre aletas.	117
3.4.4.2	Coeficiente superficial de transferencia de calor.	119

3.4.5	Coeficiente de transferencia de calor desde el área superficial de la base de las aletas.	122
3.4.6	Análisis transferencia de calor cilindro original Shindaiwa.	125
3.4.6.1	Resultados.	134
3.5	DISEÑO DEL CILINDRO PROTOTIPO	136
3.5.1	Análisis de esfuerzos mecánicos.	137
3.5.2	Análisis de esfuerzos térmicos	143
3.5.3	Diseño de puertos de admisión y escape.	147
3.5.4	Diseño preliminar del prototipo.	150
4.	METODOLOGÍA DEL PROCESO DE MANUFACTURA	153
4.1	ANÁLISIS GENERAL DE LOS DIFERENTES PROCESOS DE MANUFACTURA DEL ELEMENTO	153
4.1.1	Fundición de aluminio por inyección	153
4.1.1.1	Ventajas de la fundición de aluminio fundido por inyección.	157
4.1.1.2	Desventajas de la fundición de aluminio fundido por inyección.	157
4.1.2	Fundición a la cera perdida	158
4.1.3	Fundición en arena.	159
4.1.3.1	Ventajas de la fundición en arena	163
4.1.3.2	Desventajas de la fundición en arena:	164
4.1.4	Fundición verde	164
4.2	ESTUDIO Y ANÁLISIS DE FACTIBILIDAD TÉCNICO-ECONÓMICO DE LA MANUFACTURA DEL CILINDRO PROTOTIPO EN EL ÁREA METROPOLITANA DE BUCARAMANGA.	165
4.3	PROCESO GENERAL DE MANUFACTURA DEL CILINDRO PROTOTIPO	171
4.3.1	Selección del material.	172
4.3.2	Operaciones del proceso de manufactura.	177
4.3.2.1	Elaboración de planos.	178
4.3.2.2	Fundición de aluminio en moldes de arena	178

4.3.2.3	Maquinado preliminar y fabricación de las aletas.	186
4.3.2.4	Maquinado final, elaboración de roscas.	188
4.3.2.5	Encamisado del cilindro.	193
4.3.2.6	Limpieza superficial mediante sandblasting.	199
4.3.3	Documentación y hojas de ruta del proceso de manufactura.	200
5.	PRUEBAS DEL FUNCIONAMIENTO DEL ELEMENTO EN EL MOTOR	211
5.1	PRUEBAS TÉRMICAS	211
5.1.1	Análisis transferencia de calor del cilindro prototipo.	211
5.2	PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO	217
5.3	PROTOCOLO DE FUNCIONAMIENTO	219
6.	CONCLUSIONES	223
	BIBLIOGRAFÍA	226
	ANEXOS	228

## LISTA DE FIGURAS

	<b>Pág.</b>
Figura 1. Ciclo de dos tiempos de motores alternativos de combustión interna. ...	31
Figura 2. Diagrama del sistema de refrigeración por agua. ....	33
Figura 3. Tipos de configuraciones de radiadores .....	34
Figura 4. Termostato utilizado en motores refrigerados por agua.....	35
Figura 5. Diagrama de flujo del proceso de reingeniería .....	39
Figura 6. Requerimientos de diseño. ....	40
Figura 7. Cilindro original Shindaiwa S450EC1 .....	41
Figura 8. Modelo CAD del cilindro original Shindaiwa S450EC1 .....	42
Figura 9. Motor Shindaiwa B450.....	42
Figura 10. Cámara de combustión hemisférica de un motor de 4T .....	43
Figura 11. Procedimiento ensayo metalográfico. ....	46
Figura 12. Sierra de corte, Lab. Metalografía escuela de metalúrgica UIS.....	47
Figura 13. Prensa hidráulica con regulación de temperatura.....	48
Figura 14. Probeta de baquelita a la izquierda y probeta de resina a la derecha ..	48
Figura 15. Proceso de desbaste con lija de agua .....	49
Figura 16. Lijadora de banda para metalografía .....	49
Figura 17. Proceso de pulido. ....	50
Figura 18. Reactivos químicos empleados en metalografía .....	51
Figura 19. Aplicación de los agentes reactivos .....	52
Figura 20. Probeta cuerpo bloque vista a 500X, ataque Nital.....	52
Figura 21. Probeta cuerpo bloque vista a 1000X, ataque Nital.....	53
Figura 22. Probeta cuerpo bloque vista a 1500X, ataque Nital.....	53
Figura 23. Probeta cuerpo bloque vista a 2000X, ataque Nital.....	54
Figura 24. Probeta cuerpo bloque vista a 500X, ataque Nital.....	55
Figura 25. Probeta cuerpo bloque vista a 1000X, ataque Nital.....	55
Figura 26. Probeta cuerpo bloque vista a 1500X, ataque Nital.....	56
Figura 27. Probeta cuerpo bloque vista a 2000X, ataque Nital.....	56

Figura 28. Probeta camisa bloque vista a 500X, ataque Keller. ....	57
Figura 29. Probeta camisa bloque vista a 1000X, ataque Keller. ....	57
Figura 30. Probeta camisa bloque vista a 1500X, ataque Keller. ....	58
Figura 31. Probeta camisa bloque vista a 2000X, ataque Keller. ....	58
Figura 32. Diagrama metalográfico de hierro gris .....	59
Figura 33. Microestructura perlítica.....	60
Figura 34. Vista microscópica detallada de la superficie de la muestra .....	61
Figura 35 Resultados de ensayo de microdureza .....	63
Figura 36. Superficie de análisis de rugosidad, NIKASIL.....	65
Figura 37. Rugosidad del cilindro original, NIKASIL. ....	66
Figura 38. Presión de admisión para motores de dos tiempos. ....	67
Figura 39. Esquema del mecanismo pistón-biela-manivela .....	73
Figura 40. Geometría del mecanismo Biela-Manivela .....	76
Figura 41. Diagrama del cuerpo libre del pistón.....	78
Figura 42. Interfaz gráfica de la hoja de cálculo para manejo de datos. ....	81
Figura 43. Posición del émbolo con respecto al ángulo de giro .....	83
Figura 44. Velocidad del émbolo con respecto al ángulo de giro.....	83
Figura 45. Aceleración del émbolo con respecto al ángulo de giro.....	84
Figura 46. Fuerzas de fricción sobre el cilindro.....	85
Figura 47. Diagrama P-V del ciclo de 2T motor Shindaiwa.....	86
Figura 48. Comportamiento dinámico de la fuerza en el émbolo a diferentes r.p.m. .....	86
Figura 49. Desarrollo de la capa límite para el flujo sobre una placa plana y los diferentes regímenes de flujo.....	89
Figura 50. Área superficial del cilindro expuesta a los gases calientes en función del ángulo de rotación del cigüeñal.....	97
Figura 51. Relación de las temperaturas del gas durante el recorrido de expansión con respecto al ángulo de rotación del cigüeñal para diferentes exponentes n .....	98
Figura 52. Pérdida de calor durante el proceso de compresión.....	99
Figura 53. Pérdida de calor durante el ciclo de expansión. ....	100

Figura 54. Distribución del calor en una culata y cilindro en relación con la potencia de rendimiento indicada. ....	104
Figura 55. Flujo de calor a través de las paredes del cilindro. El calor pasa primero a través de la capa de aceite, luego a través de la pared de acero y finalmente a través de la capa exterior de pintura. ....	110
Figura 56. Formas básicas de aletas. ....	113
Figura 57. Eficiencia de aleta de acuerdo a la ecuación. ....	116
Figura 58. Velocidad del aire en espacios grandes y pequeños entre aletas .....	117
Figura 59. Forma de la capa límite para velocidades de 140 y 254 km/h. ....	118
Figura 60. Valores del coeficiente de transferencia de calor $q$ sobre la circunferencia de un cilindro. ....	119
Figura 61. Efectos de la separación entre aletas sobre el coeficiente de transferencia de calor. ....	121
Figura 62. Efectos de la velocidad del aire sobre el coeficiente de transferencia de calor $h$ . ....	122
Figura 63. Cámara termográfica FLUKE TiR125. ....	125
Figura 64. Foto termográfica a ralentí. ....	126
Figura 65. Foto termográfica a velocidad media. ....	126
Figura 66. Foto termográfica a velocidad máxima. ....	127
Figura 67. Diagrama de flujo proceso de diseño. ....	136
Figura 68. Mallado del cilindro prototipo .....	140
Figura 69. Distribución de esfuerzos mecánicos sobre las paredes del cilindro prototipo .....	141
Figura 70. Factor de seguridad del cilindro prototipo. ....	142
Figura 71. Distribución de temperaturas sobre el cilindro prototipo .....	145
Figura 72. Distribución de temperaturas sobre el cilindro prototipo. ....	146
Figura 73. Área transversal del puerto de admision del cilindro original del motor Shindaiwa S450EC1 .....	150
Figura 74. Sección transversal cilindro prototipo .....	151
Figura 75. Vista isométrica cilindro prototipo .....	152

Figura 76. Máquina de inyección de aluminio fundido .....	156
Figura 77. Proceso de moldeo a la cera perdida .....	159
Figura 78. Secuencia de la producción de la fundición .....	160
Figura 79. Núcleos de arena para fundición. ....	162
Figura 80. Montaje de los moldes de fundición verde .....	165
Figura 81. Proceso de manufactura del cilindro prototipo .....	171
Figura 82. Ensayo de microdureza fundición gris .....	174
Figura 83. Superficie de análisis de rugosidad de la camisa de fundición gris. ...	175
Figura 84. Análisis de rugosidad de la camisa de fundición gris.....	176
Figura 85. Diagrama de flujo del proceso de manufactura .....	177
Figura 86. Planos del modelo de madera. ....	178
Figura 87. Modelo de fundición.....	180
Figura 88. Modelo cubierto con parafina.....	181
Figura 89. Modelo con recubrimiento de grafito.....	181
Figura 90. Modelo en caja de arena. ....	182
Figura 91. Molde con superficie de marmolina .....	182
Figura 92. Pebetero y agujero de desfogue .....	183
Figura 93. Molde de arena con caja superior listo para llenar y compactar .....	183
Figura 94. Molde de arena compactada .....	184
Figura 95. Horno de fundición.....	185
Figura 96. Cilindro preliminar sin aletas.....	186
Figura 97. Representación virtual de las aletas de refrigeración. ....	187
Figura 98. Caras refrentadas del bloque.....	188
Figura 99. Taladrados superiores .....	189
Figura 100. Taladrados puerto de escape .....	190
Figura 101. Taladrados puerto de admisión .....	191
Figura 102. Taladrado vástagos de sujeción de la bobina.....	191
Figura 103. Elaboración de rosca de sujeción .....	192
Figura 104. Macho de roscado manual.....	193
Figura 105. Plantilla de sujeción del cilindro .....	194

Figura 106. Alineación del cilindro mediante micrómetro de reloj.....	195
Figura 107. Proceso de rectificado. ....	195
Figura 108. Preparación de la camisa mediante torno mecánico .....	196
Figura 109. Camisa con la respectiva plantilla para maquinar.....	197
Figura 110. Maquinado de los agujeros de la camisa.....	197
Figura 111. Proceso de prensado.....	198
Figura 112. Proceso de bruñido de la camisa.....	199
Figura 113. Planos de fabricación de la pieza .....	201
Figura 114. Planos de fabricación de la pieza .....	202
Figura 115. Planos de fabricación de la camisa.....	203
Figura 116. Planos de elaboración de fundición .....	204
Figura 117. Planos de fabricación de la pieza .....	205
Figura 118. Hoja de ruta global del proceso de manufactura .....	206
Figura 119. Hoja de ruta fundición de aluminio.....	207
Figura 120. Hoja de ruta del maquinado preliminar y elaboración de aletas .....	208
Figura 121. Hoja de ruta del maquinado final .....	209
Figura 122. Hoja de ruta de la camisa .....	210
Figura 123. Foto termográfica a ralentí del prototipo .....	212
Figura 124. Foto termográfica a velocidad media del prototipo. ....	212
Figura 125. Foto termográfica a velocidad máxima del prototipo.....	213
Figura 126. Montaje del cilindro prototipo en la unidad motriz Shindaiwa B450 ..	218
Figura 127. Ralentí sin carga (original izq vs prototipo der).....	220
Figura 128. Máxima temperatura exterior (original izq vs prototipo der) .....	220

## LISTA DE TABLAS

	<b>Pág.</b>
Tabla 1. Propiedades volumétricas del cilindro original Shindaiwa S450EC1 .....	41
Tabla 2. Especificaciones motor Shindaiwa B450 .....	43
Tabla 3. Composición química de la muestra .....	61
Tabla 4 Resultados análisis microdureza del cilindro original.....	64
Tabla 5. Dimensiones del mecanismo Biela-Manivela.....	82
Tabla 6. Propiedades térmicas de algunas sustancias.....	107
Tabla 7. Propiedades térmicas de algunos metales .....	108
Tabla 8. Comparación de diferentes tipos de aletas .....	116
Tabla 9. Resultados análisis de transferencia de calor cilindro original Shindaiwa S450EC1 .....	135
Tabla 10. Propiedades mecánicas de la aleación aluminio-silicio.....	137
Tabla 11. Propiedades de algunos metales para fabricación de cilindros .....	144
Tabla 12. Densidades de aleaciones para la fundición.....	160
Tabla 13. Tabla comparativa fundición en arena Vs fundición por inyección.....	167
Tabla 14. Costos de los distintos procesos de manufactura.....	168
Tabla 15. Costo de los procesos de maquinado.....	169
Tabla 16. Honorarios profesionales .....	169
Tabla 17. Remuneraciones a estudiantes.....	170
Tabla 18. Costos de productos y servicios. ....	170
Tabla 19. Dureza de paredes internas de los cilindro .....	174
Tabla 20. Tabla comparativa de rugosidades. ....	176
Tabla 21. Velocidades de corte en torno mecánico para distintos materiales. ....	188
Tabla 22. Tolerancias permisibles según el desgaste .....	199
Tabla 23. Diferencia de los datos utilizados para el análisis de transferencia de calor .....	214
Tabla 24. Resultados del análisis de transferencia de calor del cilindro prototipo .....	215

Tabla 25. Diferencia de resultados obtenidos en los análisis de transferencia de calor .....	216
Tabla 26. Prueba de funcionamiento del cilindro prototipo .....	218
Tabla 27. Temperatura exterior de trabajo.....	219
Tabla 28. Diámetro del cilindro del prototipo.....	221
Tabla 29. Velocidad de la unidad motriz Shindaiwa S450EC1 .....	221
Tabla 30. Inspección visual.....	222

## ANEXOS

	<b>Pág.</b>
Anexo A. Ensayos de microdureza .....	228
Anexo B. Trabajos de investigación de referencia .....	231

## RESUMEN

**TITULO:** REINGENIERÍA Y CONSTRUCCIÓN DE UN CILINDRO PARA MOTOR DE DOS TIEMPOS MONO-CILÍNDRICO DE PEQUEÑA CILINDRADA\*

**AUTOR:** ANGIE CAROLINA FUENTES BAYONA, JOSÉ ADOLFO SUESCÚN RIVEROS\*\*\*

**PALABRAS CLAVES:** Diseño, Reingeniería, Construcción, Cilindro, Shindaiwa, Motor, B450.

**DESCRIPCIÓN:** Este trabajo tiene por objetivo presentar un antecedente de investigación, análisis, diseño, construcción y ensayo de piezas para motores de dos tiempos, en este caso en específico uno de sus principales componentes el cilindro, o bloque de motor, hacia la potencial construcción de un laboratorio de pruebas para máquinas térmicas alternativas en el Parque Tecnológico de Guatiguará. Se presenta la ingeniería conceptual para la implementación del rediseño y construcción del mismo, utilizando normas internacionales ASTM para los ensayos y consideraciones técnicas, para la aplicación en un motor Shindaiwa modelo B450 de dos tiempos, utilizando la tecnología local.

Las partes de movimiento de un motor son aquellas unidades que convierten las fuerzas desarrolladas en los cilindros productos de la combustión del combustible, en energía mecánica que es llevada al cigüeñal, estas partes están distribuidas en forma tal que el movimiento lineal alternativo es transformado a movimiento circular uniforme. Dichas piezas están divididas en tres grupos principales que son las que tienen movimiento rotatorio (los cigüeñales y ejes de levas), las que tienen movimientos alternativos (los pistones, los pasadores del pistón y anillos) y las que tienen movimientos rotatorios y alternativos (las bielas). En el primer grupo se encuentran los elementos que a juicio de muchos expertos, son los que revisten una especial importancia para el buen funcionamiento de los motores, cualquiera sea su tipo, forma o tamaño. Es por este motivo que la presente memoria pretende profundizar el estudio de algunos de los aspectos relacionados con el cigüeñal.

---

\* Trabajo de grado

\*\* Facultad de Ingenierías Físico-Mecánicas. Escuela de Ingeniería Mecánica. Director: Jorge Luis Chacón Velasco.

## ABSTRACT

**TITLE:** RE-ENGINEERING AND CONSTRUCTION OF AN ENGINE CYLINDER FOR A MONO-CYLINDRICAL TWO-STROKE ENGINE OF SMALL DISPLACEMENT<sup>\*</sup>

**AUTHOR:** ANGIE CARLOLINA FUENTES BAYONA, JOSÉ ADOLFO SUESCÚN RIVEROS<sup>\*\*</sup>

**KEY WORDS:** Design, Re-engineering, Construction, Engine cylinder, Shindaiwa, Engine, B450.

**SUMMARY:** This work aims to present an antecedent of research, analysis, design, construction and testing of parts for two-stroke engines, in this specific case, one of its main components, the engine cylinder, for the potential construction of a testing lab of thermal alternatives engines, located in Guatiguará Technology Park. Conceptual engineering is presented to implement the redesign and construction theory, using ASTM International standards for testing and technical considerations, for application in a two-stroke Shindaiwa engine model B450, using local technology.

The moving parts of an engine are those units that convert forces developed in cylinder fuel combustion product into mechanical energy which is carried to the crankshaft, these parts are distributed in such a way that the reciprocating linear movement is transformed to move uniform circular. These pieces are divided into three main groups are those with rotation movements (crankshafts and camshafts), those with alternative movements (pistons, pins rings and piston) and having rotating and reciprocating (the rods). In the first group are the elements which in the opinion of many experts are particularly important for the proper functioning of the engines, whatever their type, shape or size. It is for this reason that herein is intended to deepen the study of some aspects related to the engine cylinder.

---

<sup>\*</sup> Degree Work

<sup>\*\*</sup> Physic Mechanical Faculty of Engineering, School of Mechanical Engineering, Director: Mechanical Engineer Jorge Luis Chacon Velasco.

## INTRODUCCIÓN

La reingeniería del cilindro o bloque del motor de dos tiempos Shindaiwa S450EC1 se concibió para ofrecer una prueba real de la capacidad y calidad de la manufactura de la industria bumanguesa y para plantear la muy conveniente y necesaria articulación entre la industria y la academia en la proyección a mediano plazo de la construcción de un laboratorio de pruebas para motores de dos tiempos en el Parque Tecnológico de Guatiguará.

La tecnología y la materia prima que se encuentran en nuestro mercado local, permite la fabricación con los más altos estándares de calidad de elementos constitutivos de motores de combustión interna. El presente trabajo de investigación se enfocó en el diseño, fabricación y desarrollo del proceso de manufactura del cilindro o bloque del motor.

Es evidente que existe un inestimable potencial científico en las diferentes universidades de nuestra ciudad y en sus convenios con otras universidades extranjeras como es el caso de la Universidad Industrial de Santander y la Hochschule Bremen de Alemania; además del potencial tecnológico notorio en metalmecánica administrado por las diferentes empresas de mantenimiento, construcción y diseño de elementos mecánicos que encontramos en la escena local como es el caso de Industrias VAL Ltda, Fundiciones El Cóndor, Taller de mecanizado Layton y otras pequeñas empresas de mecanizado y fundición con un significativo “know-how”. Hay que resaltar que el presente proyecto puede sentar las bases para el desarrollo de empresas dedicadas y especializadas en la fabricación de repuestos, piezas y motores de dos tiempos de pequeña cilindrada en esta zona de nuestro País.

## **1. OBJETIVOS**

Mediante el siguiente proyecto de grado se planteó la siguiente pregunta: ¿Es posible la fabricación del cilindro de un motor de dos tiempos de pequeña cilindrada en el Área Metropolitana de Bucaramanga (AMB), bajo los estándares de calidad de diseño y elaboración de elementos constitutivos de máquinas térmicas alternativas?

### **1.1 OBJETIVO GENERAL**

Cumplir con la misión de la Universidad Industrial de Santander en cuanto a la formación de personas profesionales de alta calidad; generación y adecuación de conocimientos; haciendo los respectivos estudios, investigación, análisis, diseño, construcción y ensayo de piezas para el motor de dos tiempos, con el fin de lograr su implementación en la futura construcción de un laboratorio de pruebas para máquinas térmicas alternativas en el parque tecnológico de Guatiguará.

### **1.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS**

- Caracterizar el cilindro del motor dos tiempos Shindaiwa modelo S450EC1 por lo que debemos conocer su completa geometría y dimensiones principales, hacer los respectivos ensayos de composición química, análisis espectrométricos y estudios metalográficos para identificar el material empleado en el proceso de fabricación de la pieza, su respectivo proceso de manufactura, se debe también efectuar un estudio termodinámico, y de transferencia de calor mediante cálculos teóricos a partir de datos de operación entregados por el fabricante y la metodología clásica del diseño de elementos constitutivos de las máquinas térmicas alternativas.

- Analizar el cilindro o bloque de motor mediante herramientas de cálculo para la determinación de los esfuerzos mecánicos y térmicos.
- Diseñar el cilindro usando la información adquirida en la caracterización del cilindro original, teniendo en cuenta el material y proceso de fabricación a implementar, además se deben tener en cuenta las posibilidades que nos ofrecen la industria y la tecnología local.
- Realización de la instalación y de las pruebas básicas de funcionamiento del cilindro fabricado en el motor Shindaiwa S450EC1.
- Elaborar la documentación del proceso de manufactura del diseño del cilindro que más conviene en cuanto a funcionamiento como a costo. Teniendo en cuenta las máquinas a usar, procedimientos, planos, hojas de ruta, tiempos de operación y control de calidad.

## 2. MARCO TEÓRICO

### 2.1 GENERALIDADES

Los motores de dos tiempos de encendido por chispa de pequeña cilindrada de aplicación agrícola son Máquinas Térmicas Alternativas (MTA) formadas por elementos mecánicos móviles enlazados para realizar una única función específica: convertir la energía química de la combustión en energía mecánica. Estos elementos deben ser diseñados y construidos cuidadosamente para que soporten los embates de una combustión controlada, como lo es la combustión del aire y la gasolina en el pequeño recinto formado por el bloque del motor y el émbolo, cavidad conocida como volumen de compresión.

Uno de los elementos más importantes que constituyen el motor de dos tiempos de combustión interna es el bloque de motor o bloque de cilindros debido a que aloja los diferentes componentes que participan en la transformación de la energía química contenida en la gasolina en energía mecánica. Otra de las funciones importantes del bloque de cilindros es la de imponer la cilindrada máxima del motor y la relación de compresión dentro de la cámara de combustión.

La mayoría de los bloques de cilindros generalmente son fabricados mediante fundiciones de hierro o aluminio mediante fundición por inyección, fundición en molde de arena o mediante mecanizado. El proceso de manufactura seleccionado dependerá de factores tales como rangos de operación, transferencia de calor, durabilidad, rendimiento, etc.

En cuanto a la producción de piezas para motores, a lo largo de la historia de la Industria se ha hecho notorio que el desarrollo de un solo elemento consume gran cantidad de tiempo y dinero, razón por la cual las empresas han dotado a sus plantas de producción de departamentos encargados específicamente de la

reingeniería de autopartes, repuestos e incluso motores enteros, debido a que, por ejemplo, el desarrollo de un solo elemento mecánico de fuertes solicitudes mecánicas como lo es una junta homocinética puede tomar alrededor de un año.

Existen dos tipos de bloques de motor los cuales son clasificados dependiendo del sistema de refrigeración, estos son: bloques refrigerados por aire y bloques refrigerados por agua. Es importante tener en cuenta el sistema de refrigeración que se va a seleccionar debido a que a partir de éste se modificará la geometría y funcionalidad del bloque de cilindros.

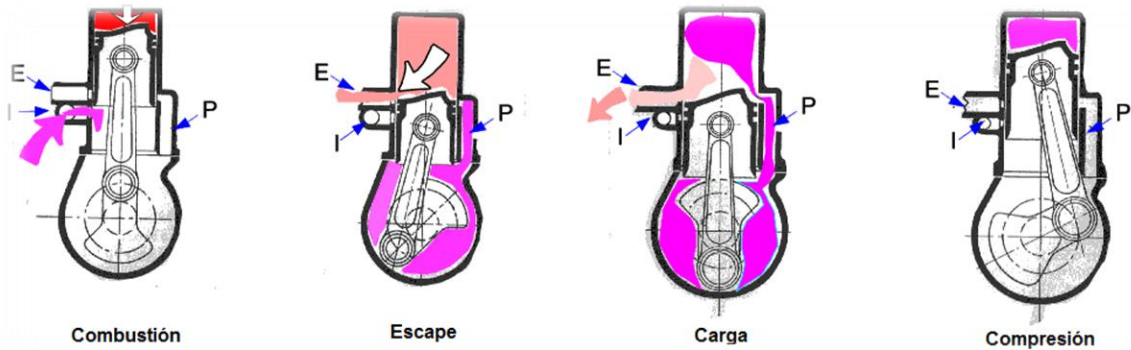
Otro de los aspectos importantes que se debe tener en cuenta en el diseño y análisis del bloque de cilindro son las fuerzas aplicadas por el émbolo o pistón sobre las paredes del cilindro debido a que estas producen desgaste sobre la camisa del cilindro y posteriormente determinaran la vida útil del motor antes de presentar fallas por fugas de compresión en los anillos del émbolo.

Durante el proceso de investigación se realizarán distintos tipos de ensayos con el fin de determinar la composición química de los materiales empleados en la fabricación del cilindro original, así como, las diferentes propiedades mecánicas propias de la pieza tales como dureza, análisis metalográfico, etc.

**2.1.1 Motores de dos tiempos.** Este tipo de motores es caracterizado por el desarrollo completo del ciclo en dos carreras del émbolo o lo que equivale a una revolución, es decir, en 360 grados de giro del cigüeñal, los procesos que tienen lugar son los mismos que un motor de 4 tiempos (admisión, compresión, ignición y escape) aunque con menos duración angular. La principal diferencia entre un ciclo de 4 tiempos y un ciclo de 2 tiempos reside en el proceso de renovación de la carga, debido a que en los motores de dos tiempos la mayor parte de los procesos de escape y admisión ocurren simultáneamente, lo que se denomina proceso de

barrido. En la figura 1 se muestra el funcionamiento del ciclo de dos tiempos en una MTA.

Figura 1. Ciclo de dos tiempos de motores alternativos de combustión interna.



Fuente: GORDON P. BLAIR. Design and Simulation of two-stroke engines

**2.1.2 Introducción a los motores de ciclos de dos tiempos.** Según antecedentes históricos a finales del siglo XIX se tienen registros de la invención del motor de ciclos de dos tiempos originalmente inventado por Sir Dugald Clerk en Inglaterra. La configuración del motor en la cual se usa cárter de compresión para el proceso de inducción incluyendo el control de los tiempos y área de escape, puertos de transferencia y admisión por el émbolo fue patentado por Joseph Day en Inglaterra en 1881, su motor originalmente fue un motor de dos puertos y es el precursor del motor simple de dos tiempos el cual ha sido de uso común hasta la actualidad.

El desarrollo del motor de dos tiempos se ha visto estrechamente ligado con la evolución de las competencias de motocicletas a lo largo del tiempo, los primeros motores de dos tiempos fueron creados por Edward Butler y J.D. Roots en 1887, con la configuración del cárter de compresión creado por Day. Un importante desarrollo y experimentación fue llevado a cabo por Alfred Scott y su motocicleta Flying Squirrel la cual compitió exitosamente en las carreras de trofeo de turismo (Turist Trophy) en el primer cuarto del siglo XX. Hoy en día el motor de dos

tiempos es empleado en motocicletas, scooters y diversa maquinaria agrícola. Aunque la presión legislativa en los controles de emisión de gases en algunos países ha producido un cambio hacia los motores de ciclo de cuatro tiempos como reemplazos en algunos casos. El retorno de los motores de ciclo de dos tiempos como motor de producción masiva de motocicletas dependerá del resultado de la investigación y desarrollo llevada actualmente por los fabricantes.

El motor de dos tiempos es utilizado en unidades de potencia de bajo peso las cuales pueden ser utilizadas en varias aplicaciones como herramientas, algunas de estas son las motosierras, las desmalezadoras, y sierras de concreto, para nombrar algunas, y estas son fabricadas con especial atención en el bajo peso y el alto rendimiento de poder específico, otras aplicaciones actuales de los motores de dos tiempos consiste en motores fuera de borda los cuales son motores admirablemente eficientes considerando la simplicidad básica del diseño del motor dos tiempos con cárter de compresión.

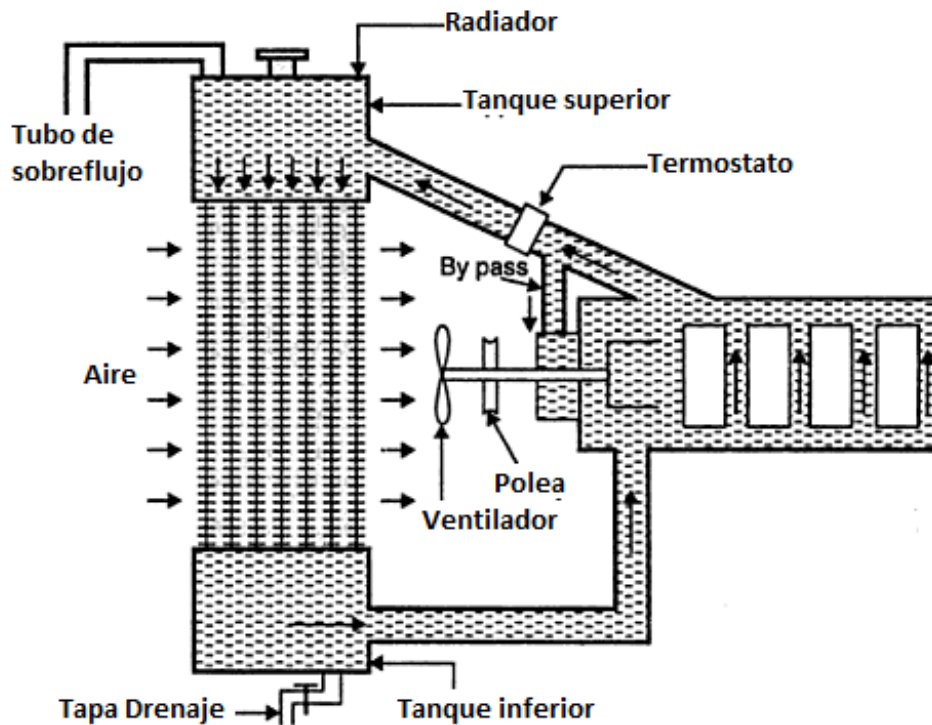
Es innegable la importancia que ha tenido el motor de ciclo de dos tiempos en el desarrollo de la industria actual sus múltiples aplicaciones permitieron el avance y desarrollo de muchas de las áreas de la ingeniería y la tecnología, su contribución en áreas como el desarrollo de tecnologías para transporte marítimo, industria automotriz, transporte personal, maquinaria y herramienta, máquinas de entretenimiento han hecho hoy en día que el motor de ciclo de dos tiempos, a pesar de su baja popularidad por las actuales leyes de control de emisiones de gases y contaminación sea aún una alternativa a tener en cuenta para diferentes aplicaciones ingenieriles.

Otro de los aspectos importantes que se debe tener en cuenta al momento de diseñar elementos constitutivos de un motor de combustión interna, sea de ciclo de cuatro tiempos o de ciclo de dos tiempos es el sistema de refrigeración con el cual se busca mantener una temperatura óptima de operación en las superficies

de los elementos, en motores alternativos de combustión interna son empleados dos diferentes sistemas de refrigeración, los cuales se clasifican dependiendo del fluido que se encuentra en contacto con las paredes del cilindro o el bloque del motor, estos sistemas de refrigeración se describen a continuación.

**2.1.2.1 Sistema de enfriamiento por agua.** En la refrigeración por agua, el medio empleado para la dispersión del calor es el agua, dado que al circular entre los cilindros por unos conductos ubicados en el bloque y la culata, llamados “cámaras de agua”, recoge el calor y va a enfriarse al radiador, disipándola para volver de nuevo al bloque y a las cámaras de agua, y recircular entre los cilindros. En la figura 2 se ilustra el diagrama del sistema de enfriamiento por agua.

Figura 2. Diagrama del sistema de refrigeración por agua.



Fuente: Internal Combustión Engines, R. K. Rajput

- **Elementos constitutivos del sistema de refrigeración por agua:**

**Ventilador.** Es un elemento mecánico que produce una corriente de aire que a través del radiador enfría el agua.

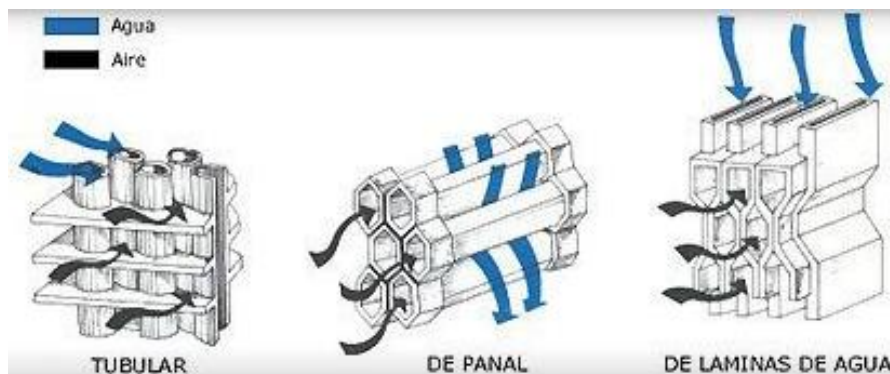
**Radiador.** El radiador es un elemento que permite el intercambio de calor entre el agua de recirculación del circuito del motor a través de las distintas láminas que lo componen y el aire del ambiente que actúa como refrigerante. Posee una válvula de alivio de presión que al mismo tiempo cumple con la función de tapón por donde se rellena, y dos comunicaciones, una para mandarle el agua y otra para recibirla.

Existen varios tipos de radiadores, sin embargo los más comunes son:

- Tubulares.
- De láminas de agua.
- De panal.

Este tipo de radiadores son ilustrados en la Figura 3.

Figura 3. Tipos de configuraciones de radiadores



Fuente: Engine Cooling Systems, Ray T. Bohacz

**Mangueras.** Son elementos conectores conductores de goma que unen el bloque del motor con el radiador y donde circula el agua. La flexibilidad que presentan es para evitar que se comuniquen las vibraciones del motor al radiador.

**Termostato.** Es un controlador de la temperatura del motor, que le permite al agua circular por el radiador o no, según la temperatura del motor. Está situado entre el bloque del motor y la parte superior del radiador. Es una válvula que consta de un resorte (muelle) lleno de un líquido volátil dependiendo de la temperatura del agua, el líquido expande o contrae el resorte que está unido a la válvula. El termostato es ilustrado en la figura 4.

**Figura 4.** Termostato utilizado en motores refrigerados por agua.



Fuente: <http://tijuliando.com/topic/4750-no-quitese-el-termostato/>

**Bomba de agua.** Es la encargada de bombear el agua y hacerla circular por los conductos. Está montada en el frente o lateral del bloque de cilindros y es conducida generalmente por una correa en V desde el cigüeñal. La bomba más utilizada es la bomba de paleta, las cuales giran empujando el agua hasta las camisas del bloque y culata.

**2.1.2.2 Sistema de enfriamiento por aire.** Realmente todos los motores alternativos de combustión interna son enfriados por aire. Incluso en los motores con sistema de enfriamiento por agua el calor es transferido primero desde las paredes del cilindro hacia el agua y posteriormente desde el agua hacia el aire.

En los motores de combustión interna solo un tercio de la energía calorífica contenida en el combustible es convertida en trabajo útil, un tercio se pierde como gases de escape y un tercio es expulsado en los accionamientos de los sistemas auxiliares (bombas, ventiladores, fricción mecánica entre los elementos, esta distribución de energía disponible es solamente una aproximación, la relación exacta depende de diversos factores tales como el diseño del motor, el tipo de combustibles a utilizar, sistemas de refrigeración, etc. El calor removido por el sistema de enfriamiento se debe considerar como una pérdida de energía debido a que este no produce trabajo alguno, aparte del hecho que para su remoción frecuentemente se consume parte de la energía producida por el motor.

En el caso de un motor enfriado por aire se prescinde del líquido refrigerante, siendo el propio aire ambiente el encargado de mantener las temperaturas de trabajo del motor haciéndolo circular alrededor del cilindro. De esta forma el mismo motor actúa como un intercambiador de calor debido a la baja capacidad térmica del aire y al elevado calor que se debe extraer, es preciso aumentar la transferencia térmica para mantener la temperatura de funcionamiento, para ello se pueden considerar dos opciones que generalmente se aplican de manera conjunta.

**a)** Aumentar el área de transferencia de calor colocando aletas en las superficies exteriores del motor, dichas aletas suelen fabricarse en fundiciones de hierro o aleaciones de aluminio, estos materiales poseen alta conductividad térmica y buena resistencia mecánica. Es necesario limitar el espesor de las aletas con el fin de que el aire circule adecuadamente por los canales, evitando su estancamiento a causa de la resistencia aerodinámica.

**b)** Aumentar la velocidad de flujo del aire. Esto se consigue mediante el uso de un elemento mecánico que aumente la velocidad.

**2.1.3 Comparación entre el enfriamiento por líquido y por aire.** Por norma general, en condiciones similares, la cantidad de calor disipada por el motor enfriado por aire es entre un 15% y un 18% menor que en los motores refrigerados por agua. Es fundamental comparar las ventajas y desventajas de los dos tipos de sistemas de refrigeración, debido a que estas determinan la selección del tipo de refrigeración para cada aplicación.

**2.1.3.1 Ventajas del enfriamiento por aire con respecto a la refrigeración por líquido:**

- Posee un diseño más sencillo y suele tener menos averías que el sistema de refrigeración por agua.
- Debido a que este tipo de enfriamiento emplea el aire disponible en el ambiente no necesita ningún tipo de depósito o almacenamiento de refrigerante y por lo tanto lo hace más autónomo, ideal para aplicaciones militares.
- En motores con enfriamiento por aire implican una menor inercia térmica debido a la diferencia en la capacidad térmica entre el agua y el aire, esto significa que en motores enfriados por aire los tiempos de calentamiento y enfriamiento son más cortos lo cual provoca mejoras en consumo de combustible y emisiones de gases.
- Al tomarse del ambiente el fluido de enfriamiento en los sistemas de refrigeración por aire la diferencia de temperatura entre el motor y el aire es mayor que la diferencia entre el agua y el ambiente con lo que el proceso es menos sensible a eventuales variaciones de la temperatura ambiente.

**2.1.3.2 Desventajas del enfriamiento por aire con respecto al enfriamiento por líquido:**

- Las temperaturas de funcionamiento son más elevadas y las distribuciones de temperatura son menos uniformes lo que da lugar a mayores tolerancias de las piezas frías lo que ocasiona un aumento en los niveles de ruido en el arranque y en el calentamiento; emisiones de óxido de nitrógeno; problemas de

autoencendido que se traduce como una combustión anormal en la presión media efectiva.

- El uso de aletas implica limitaciones y condicionantes en la geometría del motor; El tamaño es limitado; el rendimiento de las aletas se condiciona por la suciedad por lo cual es necesario hacer el respectivo mantenimiento y limpieza; además, la vibración de las aletas ocasiona emisión de ruido mecánico.

En este proyecto se considera el sistema de enfriamiento por aire en el proceso de reingeniería del cilindro del motor de dos tiempos Shindaiwa S450EC1 debido a que el sistema de enfriamiento por aire requiere menos elementos constitutivos en el sistema de enfriamiento, lo cual significa una reducción significativa del peso de la unidad motriz y por ende un aumento de la eficiencia de la máquina desmalezadora, teniendo en cuenta que esta máquina es de operación manual.

### 3. METODOLOGÍA DEL DISEÑO

Para determinar la geometría final del cilindro prototipo es necesario llevar a cabo un análisis de diseño sobre el cilindro original Shindaiwa S450EC1, esto con el objetivo de comprender y analizar el material empleado a lo largo del proceso de manufactura del elemento original, así como las condiciones de operación del cilindro durante cada uno de los tiempos que componen el ciclo de funcionamiento de máquinas térmicas alternativas de dos tiempos. En la figura 5 se muestra un diagrama del proceso utilizado para la reingeniería del cilindro prototipo.

Figura 5. Diagrama de flujo del proceso de reingeniería



Otros de los aspectos importantes que serán tenidos en cuenta a lo largo del proceso de diseño serán las distintas fuerzas que actúan sobre las paredes del cilindro las cuales son generadas por los gases de combustión y el mecanismo Biela-Manivela.

### 3.1 ESPECIFICACIONES DE DISEÑO

Dentro de las especificaciones de diseño es necesario conocer las distintas características y propiedades del material con el cuál se realizó el proceso de manufactura del cilindro original Shindaiwa S450EC1. De igual manera, es importante comprender las características geométricas, de manufactura y de diseño propias del elemento original.

**Figura 6.** Requerimientos de diseño.



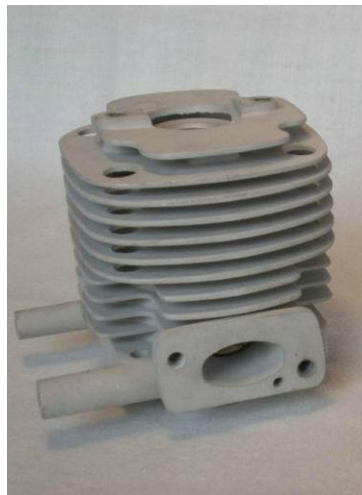
**3.1.1 Características del elemento.** El cilindro original del motor Shindaiwa S450EC1 es una pieza sólida metálica que hace parte de la desmalezadora Shindaiwa B450, el cual, está dotado de aletas de enfriamiento, las cuales permiten controlar de forma efectiva las temperaturas de operación de la máquina. Esta pieza cuenta con unas características volumétricas que son mostradas en la tabla 1.

Tabla 1. Propiedades volumétricas del cilindro original Shindaiwa S450EC1

<b>Propiedades volumétricas</b>
Masa:0.3398 kg
Volumen:0.000126791 m <sup>3</sup>
Densidad:2680 kg/m <sup>3</sup>
Peso:3.33004 N

En la figura 7 se muestra el cilindro original Shindaiwa S450EC1 sin instalar en el motor de dos tiempos.

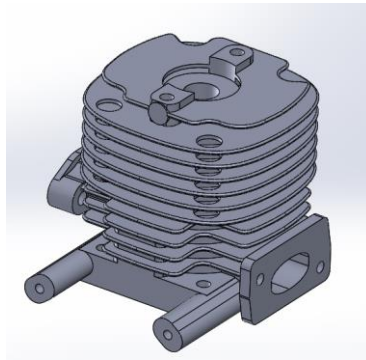
Figura 7. Cilindro original Shindaiwa S450EC1



Fuente: Catálogo Shindaiwa B450

Mediante la herramienta informática de diseño CAD, Solidworks 2014 se realizó un modelado del cilindro original Shindaiwa S450EC1 con el fin de conocer detalladamente la geometría propia del elemento, tal y como se muestra en la figura 8, la cual también ilustra los apoyos de sujeción de la bobina en la cara frontal de la pieza, y los puertos de admisión y escape en las caras izquierda y derecha del elemento. En la parte superior se pueden apreciar las roscas de sujeción de la tapa protectora al igual que la rosca de alojamiento de la bujía.

**Figura 8.**Modelo CAD del cilindro original Shindaiwa S450EC1



En la figura 9 se muestra el posicionamiento del cilindro original Shindaiwa dentro del motor Shindaiwa B450.

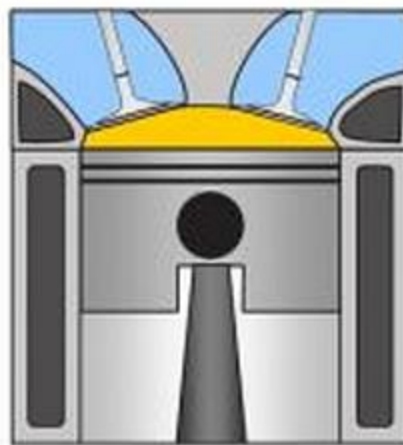
**Figura 9.** Motor Shindaiwa B450



Fuente: Catálogo Shindaiwa B450

Este motor posee una cámara de combustión hemisférica con bujía central para tener mejor tolerancia al octanaje, la cual compromete en menor proporción la eficiencia que se obtiene, este tipo de cámara de combustión permite altas ganancias de flujo de aire debido a que evita la generación de turbulencia. El diseño de estas cámaras da mejores relaciones de superficie a volumen lo que hace que el cilindro no se recaliente y tenga una buena transferencia de calor.

Figura 10. Cámara de combustión hemisférica de un motor de 4T



Fuente: MOTORES CFGM, David González Calleja

A continuación en la tabla 2, se muestran las especificaciones técnicas del motor Shindaiwa S450EC1.

**Tabla 2.** Especificaciones motor Shindaiwa B450

Motor / Engine	MCI	Enfriado por aire
Tipo / Type	2 tiempos	
Marca / Trademark	Shindaiwa	
Modelo / Model	B450	
Manufactura / Manufacture	Japón	
Cilindrada / Displacement	41,5	cm <sup>3</sup>
No. Cilindros / No. of cylinders	1	Vertical

Tabla 2. Especificaciones motor Shindaiwa B450 (Continuación)

Potencia / Power (@7500 rpm)	2,3	HP
Combustible / Fuel	Gasolina/aceite	
Capacidad tanque / Capacity	1000	ml
Proporción Comb	50:1	Gasolina/aceite
Diámetro/carrera / Bore/Stroke	40/33	mm
Relación compresión / Compression ratio	8:1	-
Carburador	marca TK	Válvula deslizante
Bujía	Champion CJ8	Ref. NGK BMR6A
Transmisión	Embrague centrifugo	Engranajes cónicos

Fuente: Manual motor Shindaiwa®.

**3.1.2 Caracterización del material.** Debido a la necesidad de conocer las propiedades internas e intrínsecas del material, propiedades que a simple vista no son reconocibles del bloque del motor original, se realizaron una serie de ensayos destructivos entre los cuales se encuentran ensayos metalográficos, de micro dureza y ensayo de chispa. En este estudio se usaron dos bloques, uno original y otro genérico para reconocer las diferentes composiciones.

**3.1.2.1 Ensayos metalográficos.** Este tipo de ensayos nos permite examinar y determinar la estructura interna, composición de los metales y aleaciones. Este tipo de ensayos aunque con algunas limitaciones, nos revela la historia del tratamiento mecánico y térmico que tiene el material.

Podemos determinar características que pueden modificar las propiedades mecánicas del material como el tamaño de grano, inclusiones no metálicas como sopladuras, distribución de fases en la aleación, escorias, micro cavidades de contracción, etc. El procedimiento que se realiza es básicamente la extracción, preparación y ataque químico de la muestra y finalmente la observación microscópica.

**3.1.2.2 Examen micrográfico.** Este examen se puede realizar a simple vista, el rango de tamaño inicia en 10-3m en adelante, con este análisis podemos observar:

- Líneas de flujo
- Marcas de maquinado
- Grietas y ralladuras
- Orientación de la fractura en fallas
- Zonas de resultado del proceso de soldadura
- Granos con tamaño de grano visible

Tenemos dos criterios de corte: longitudinales y transversales

- **Corte longitudinal:** Con este tipo de corte podemos observar el proceso de fabricación que se realizó.
- **Corte transversal:** Se observa que la pieza sea homogénea, teniendo en cuenta que no tenga fisuras, porosidades, separaciones o segregaciones susceptibles al ojo humano existentes por algún defecto de fabricación.

Este estudio requiere uso de instrumentos ópticos para amplificar la superficie estructural, para observar el proceso térmico al que se ha sometido el material.

Para este examen se realizó el corte transversal, el desbaste y pulido y finalmente el ataque químico. Este análisis micrográfico se hace sobre una probeta pulida del material que se ataca con un reactivo. Los constituyentes menos atacables quedan con más brillo y reflejan más luz en el microscopio siendo más claros a la observación.

Es fundamental hacer una correcta preparación de la probeta para lo cual se deben cumplir los siguientes pasos:

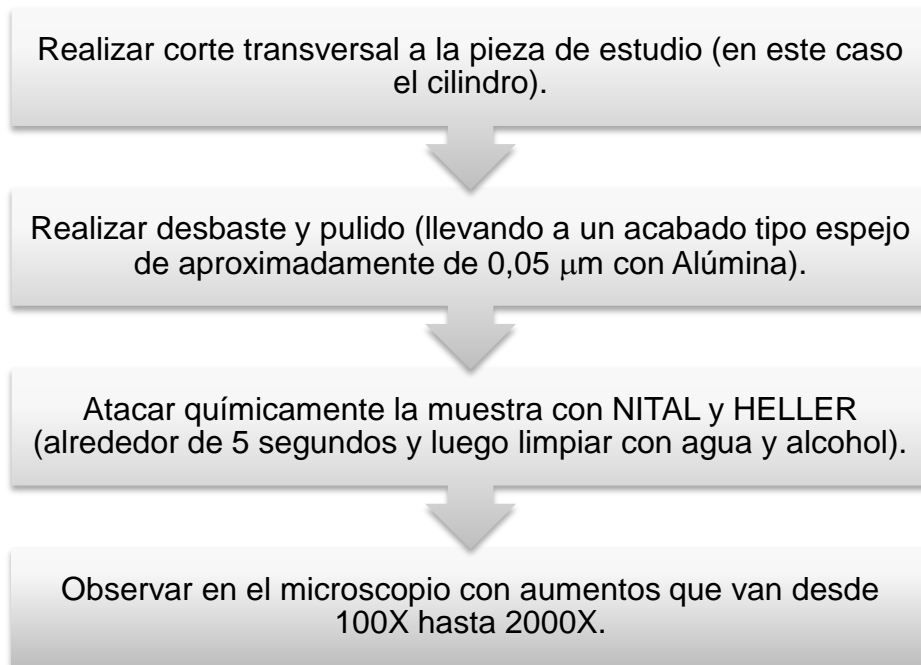
1. Seleccionar el lugar y extraer la muestra
2. Montaje de la probeta
3. Desbaste

4. Pulido
5. Ataque
6. Observación microscópica

### 3.1.2.3 Descripción del proceso

Para llevar a cabo el ensayo metalográfico, es necesario seguir cada uno de los pasos que corresponden a dicho proceso, los cuales se muestran en la figura 11.

Figura 11. Procedimiento ensayo metalográfico.



A continuación se describe de forma más detallada el proceso mostrado en la figura 11:

- Seleccionar el lugar y extraer la muestra. En cuanto a la forma de extracción de la probeta se debe tener en cuenta que se debe realizar en condiciones que no afecten la estructura superficial de la misma, que la temperatura del material no se eleve demasiado durante la extracción y que sea

una muestra representativa. En este caso la extracción se realizó mediante corte con una sierra de disco con refrigeración, mostrada en la figura12, para evitar sobrecalentamiento y por lo tanto algún cambio en la estructura.

Figura 12.Sierra de corte por disco, Lab. Metalografía escuela de metalúrgica UIS

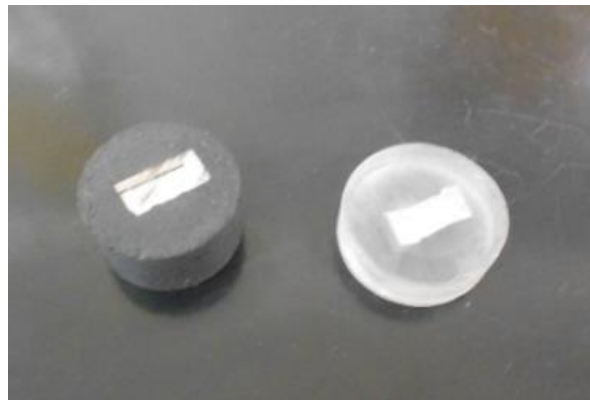


- **Montaje de la probeta.** El montaje nos proporciona una base que sostiene la muestra apoyada adecuadamente y segura en el proceso de pulido. La pieza debe estar limpia. Este montaje se realizó con baquelita, la cual es una sustancia completamente sintética, resistente al agua y los solventes pero fácilmente mecanizable la cual sirve como cuerpo de la probeta. Junto con la baquelita, la resina es moldeada con la muestra en su interior mediante una prensa con calefactor, como se muestra en la figura13. La probeta con resina tiene un tiempo de endurecimiento de aproximadamente 4 horas. En la figura 14 se ilustran las probetas elaboradas en el laboratorio de metalografía.

**Figura 13.** Prensa hidráulica con regulación de temperatura



**Figura 14.** Probeta de baquelita a la izquierda y probeta de resina a la derecha



- **Desbaste.** Se realizó un desbaste fino con el uso de papeles de lija número 120-140-160-180-220-240-500-600, este desbaste se hizo a mano pasando la probeta sobre el papel de lija en una superficie plana, teniendo la precaución de girar la probeta 90° al pasar de una lija a la siguiente, y con un chorro de agua que lavara constantemente el papel durante toda la operación esto ayuda a que no se presente calentamiento de la muestra por efecto de rozamiento mecánico.

El desbaste se dio por terminado cuando se obtuvo una cara completamente plana, con rayas muy finas en la superficie, al finalizar este proceso se lavó la muestra para evitar contaminar el paño durante el pulido. En las figuras 15 y 16 se muestra el proceso de desbaste con lija de agua y el equipo utilizado.

**Figura 15.** Proceso de desbaste con lija de agua



**Figura 16.** Lijadora de banda para metalografía



- **Pulido.** El pulido se hace con el fin de eliminar las rayas producidas en el desbaste. Se realizó el pulido sobre paños sujetos sobre los discos de pulidoras mecánicas, usando abrasivos en suspensión líquida, esta suspensión se agregó por goteo sobre el paño bien estirado a unas velocidades entre 400 y 1000 rpm.

Este proceso se puede hacer con paños de billar, pana, terciopelo de algodón, seda, etc. La probeta se debe mantener firmemente sobre el disco con un movimiento de rotación en sentido contrario al del disco, este pulido desaparece todas las rayas que quedaron por el lijado, una vez pulida la probeta se lava con agua, se enjuaga con alcohol y se acelera su secado frente a una corriente de aire caliente. Se debe evitar tocar la superficie de la probeta pulida con los dedos u otro objeto que pueda rayarla. En este proceso el pulido se hizo con Alúmina AL0030 en suspensión de 0,05  $\mu\text{m}$  aplicada al paño. Marca de la maquina pulidora: modelo FORCIPOL 2V marca Metkon de 2 platos de diámetro 200 a 250 mm. En la figura 17 se muestra el proceso de pulido de la muestra.

**Figura 17.** Proceso de pulido.



- **Ataque de la muestra.** Terminado el pulido se observa la muestra en el microscopio para observar el nivel de pulido, defectos superficiales e inclusiones no metálicas, grafito, etc. El ataque de la muestra es para conocer la estructura del metal o la aleación, el más utilizado es el ataque químico. Este se hizo sumergiendo la muestra con la cara pulida hacia arriba en un reactivo adecuado llamado Keller para el material de aluminio y Nital para el material de hierro, posteriormente se pasa sobre la cara pulida un algodón empapado del reactivo, o aplicación del químico mediante goteo sobre la muestra unos segundos, luego la

probeta debe ser lavada con alcohol y secada con una corriente de aire caliente. Véase figuras 18 y 19.

Este es un examen detallado y es necesario el uso de un microscopio con aumentos que van desde los 100X hasta los 2000X y de un reactivo para el ataque llamado Nital y Keller, el Nital es una solución de alcohol y ácido nítrico para el ataque de metales, este revela la microestructura de aceros al carbono, en la norma ASTM E407 se identifica al nital con el número 74 con una composición de 1 ml - 5 ml de  $\text{HNO}_3$  y 100 ml de etanol (95%) o metanol (95%), la velocidad de ataque se incrementa con el agregado de  $\text{HNO}_3$  y se reduce la sensibilidad del mismo.

Figura 18. Reactivos químicos empleados en metalografía



Al final de este proceso se obtuvo una superficie lisa que muestra la microestructura del material al igual que los tratamientos térmicos y el proceso de fabricación, utilizando un microscopio Olympus se muestran los resultados. Véase la sección 4.1.2.4.

Figura 19. Aplicación de los agentes reactivos



**3.1.2.4 Imágenes metalográficas de las muestras.** A continuación se muestra en detalle las imágenes obtenidas del Microscopio digital de las muestras correspondientes al cilindro original y al cilindro genérico.

- **Muestra genérica**

En las figuras 20, 21, 22 y 23 se muestran imágenes microscópicas del material a diferentes aumentos.

Figura 20. Probeta cuerpo bloque vista a 500X, ataque Nital.

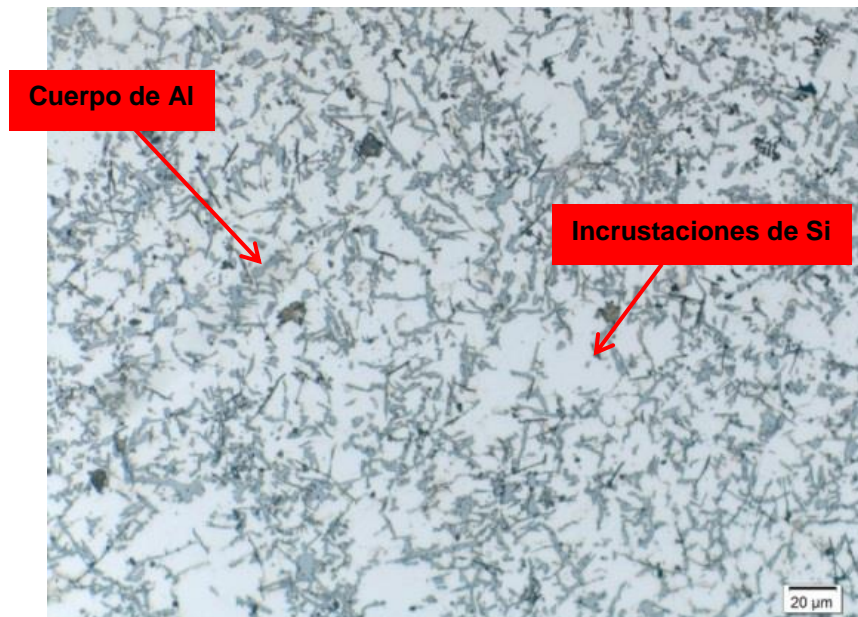


Figura 21. Probeta cuerpo bloque vista a 1000X, ataque Nital.

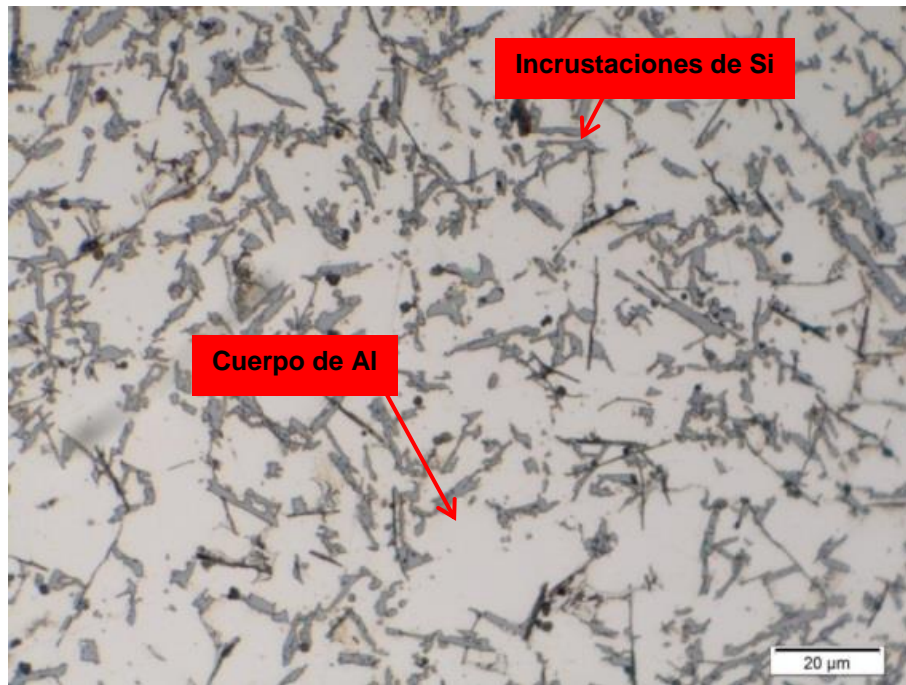


Figura 22. Probeta cuerpo bloque vista a 1500X, ataque Nital.

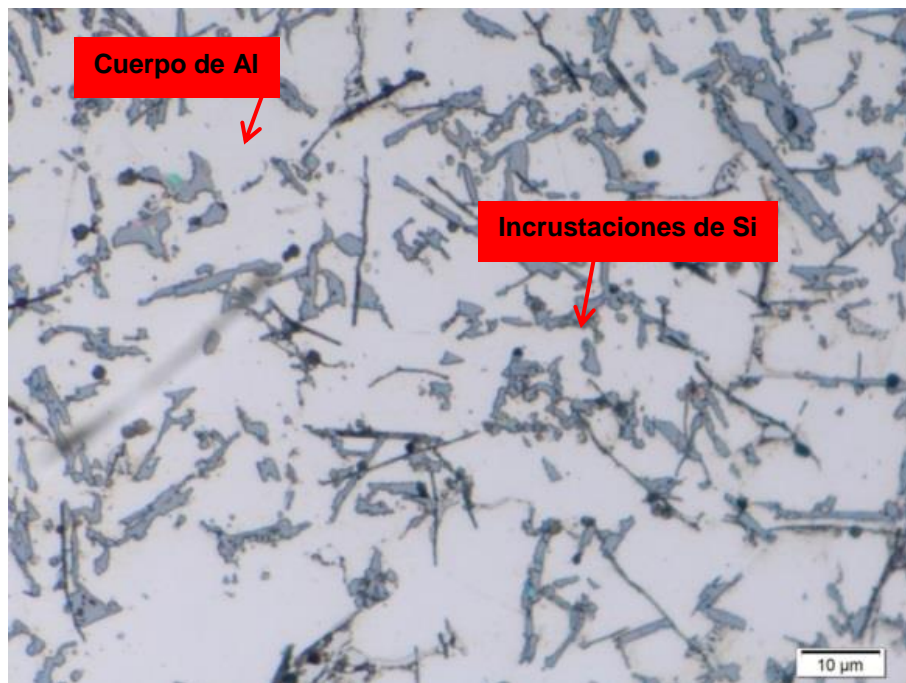
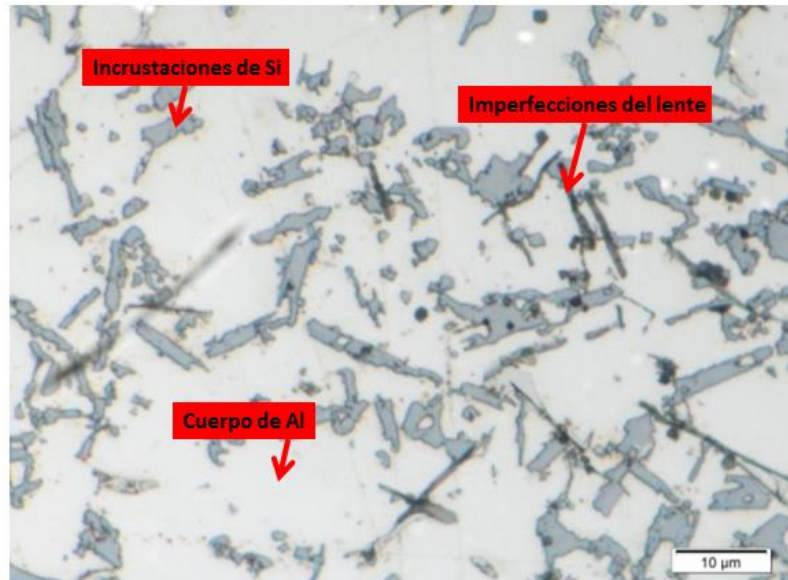


Figura 23. Probeta cuerpo bloque vista a 2000X, ataque Nital.



En la figura 23, se puede observar la muestra extraída del bloque genérico nos revela el procedimiento de fabricación de la pieza que en este caso, con alta probabilidad, es fundición por inyección. Es posible concluir, a partir de la imagen metalográfica, que el proceso de fabricación fue una fundición de aluminio debido a que es posible observar las diferentes marcas lineales producidas por los planos de silicio al momento de enfriar el material.

- **Muestra original**

Debido a que el cilindro original proveniente del motor Shindaiwa B450 consta de una camisa metálica elaborada en fundición de hierro gris con el fin de garantizar la durabilidad de la pieza, las imágenes metalográficas obtenidas de esta pieza corresponden a dos elementos, el cual es, aleación de aluminio-silicio, debido a la forma del grano que presenta la muestra que compone el cuerpo del cilindro (bloque) y fundición gris correspondiente a la camisa del cilindro.

**Bloque:** En las figuras 24, 25, 26 y 27 se muestran imágenes microscópicas del material a diferentes aumentos.

Figura 24. Probeta cuerpo bloque vista a 500X, ataque Nital.

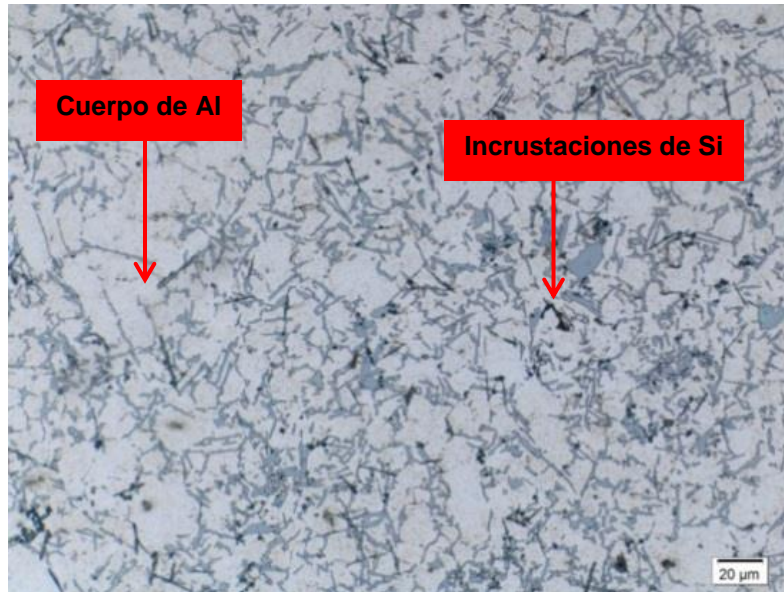


Figura 25. Probeta cuerpo bloque vista a 1000X, ataque Nital.

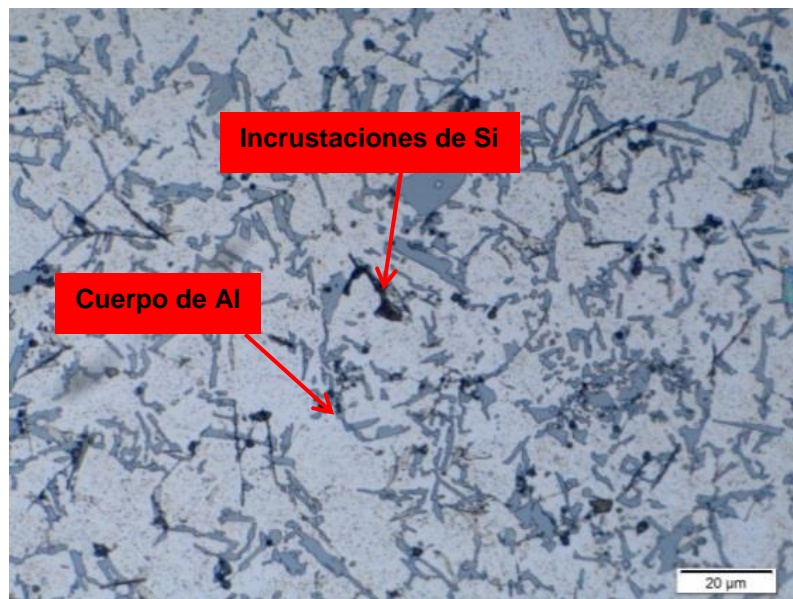
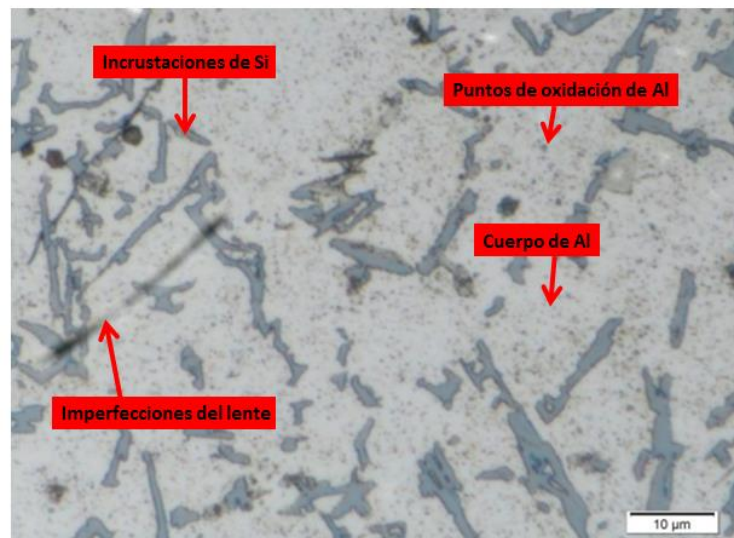


Figura 26. Probeta cuerpo bloque vista a 1500X, ataque Nital.



Figura 27. Probeta cuerpo bloque vista a 2000X, ataque Nital.



Al igual que en el cuerpo del cilindro genérico, el cilindro del motor original Shindaiwa B450 posee la misma estructura metalográfica, por lo cual, también podemos concluir que su proceso de manufactura fue un proceso de fundición por inyección en dados metálicos, posteriormente enfriado a temperatura ambiente. A diferencia del cuerpo del cilindro genérico, el cuerpo del cilindro original posee una estructura metalográfica más ordenada y libre de manchas, lo cual nos indica que

se trata de una fundición de aleación aluminio-silicio<sup>1</sup>, al analizar el tamaño del grano y su distribución con menor grado de impurezas, lo cual se traduce en mejores propiedades mecánicas y una mejor conductividad térmica.

**Camisa cilindro:** En las figuras 28, 29, 30 y 31 se muestran imágenes microscópicas del material a diferentes aumentos.

Figura 28. Probeta camisa bloque vista a 500X, ataque Keller.

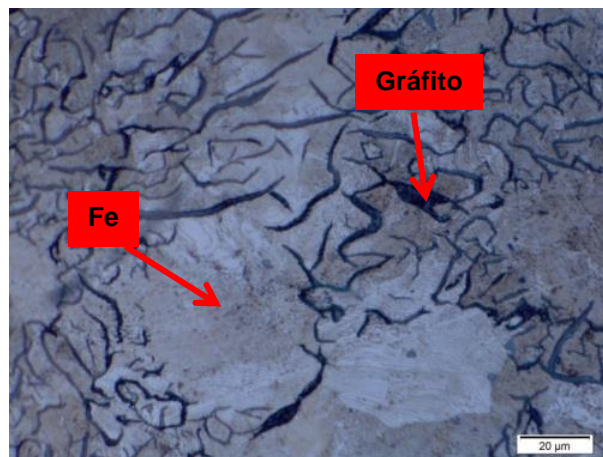
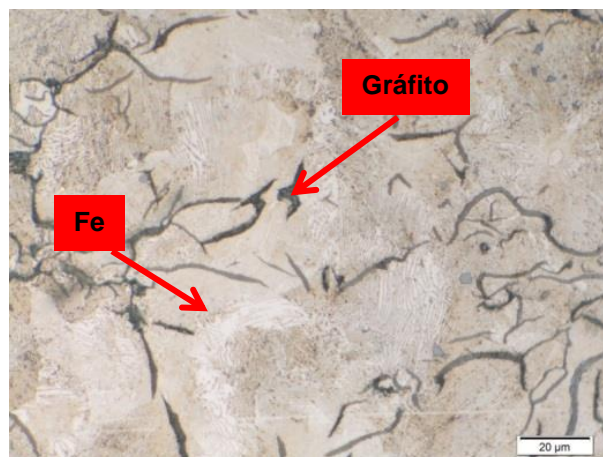


Figura 29. Probeta camisa bloque vista a 1000X, ataque Keller.



<sup>1</sup>FACULTAD DE INGENIERÍA INDUSTRIAL, METALOGRAFÍA PROTOCOLO CURSO DE MATERIALES, EDICIÓN 2011 – II.

Figura 30. Probeta camisa bloque vista a 1500X, ataque Keller.

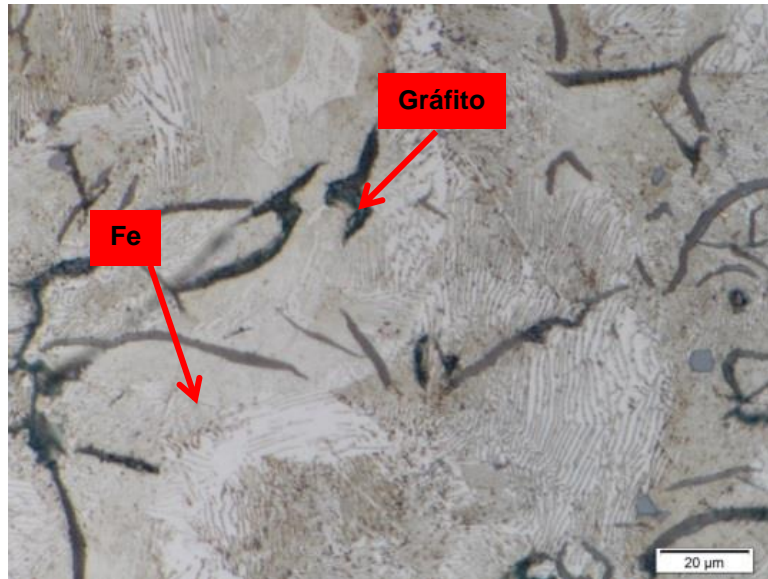
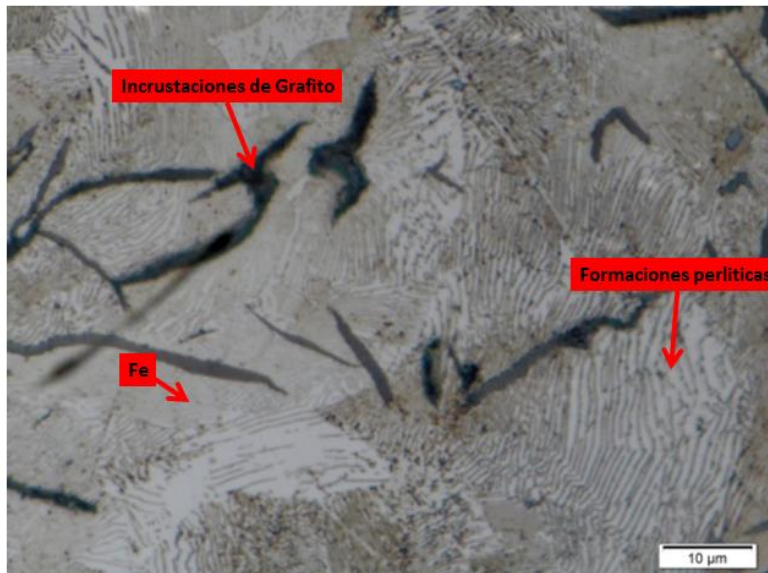


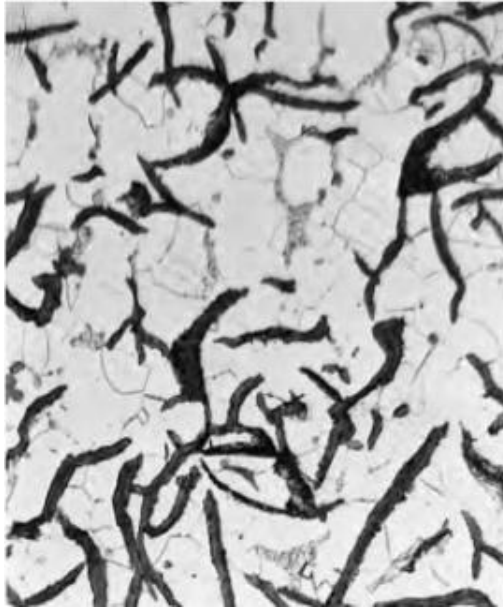
Figura 31. Probeta camisa bloque vista a 2000X, ataque Keller.



Al observar las imágenes metalográficas correspondientes a la camisa del cilindro Shindaiwa B450, es posible encontrar similitudes con la organización metalográfica correspondiente a los diagramas representativos de fundición gris

que se encuentran en los libros de texto de ciencia de los metales, mostrado en la figura 32.

Figura 32. Diagrama metalográfico de hierro gris



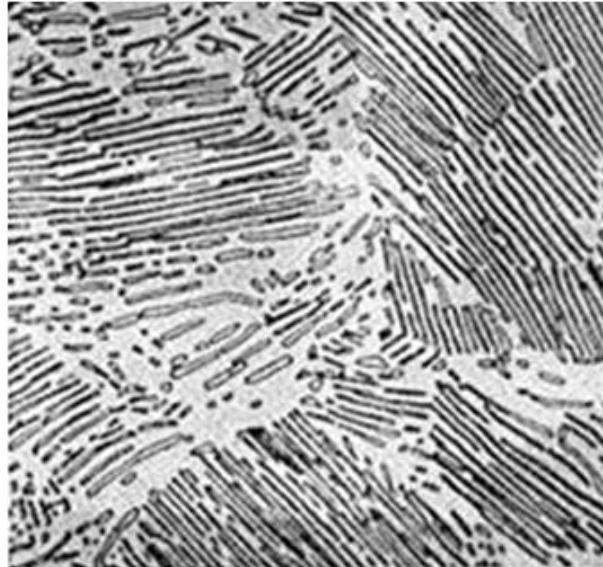
Fuente: Metalografía Protocolo, curso de materiales, Escuela Colombiana de Ingeniería Julio Garavito, 2011, p 9.

Esto nos indica de forma clara que la composición y elaboración de la camisa del cilindro corresponde, con una alta probabilidad, a una fundición de hierro gris la cual fue fundida y enfriada a temperatura ambiente, se pueden apreciar los copos de grafito (color negro) dentro de una matriz ferrítica. Véase figura 32 La función del grafito dentro de la fundición es la de garantizar un posterior acabado superficial que ofrezca propiedades deslizantes que disminuyan la fricción existente entre los anillos del émbolo y las paredes del cilindro.

De igual manera, a partir del análisis metalográfico y comparando con microestructuras encontradas en el libro de Groover, es posible identificar una formación perlítica en la microestructura que conforma el material del cuerpo de la

camisa del cilindro, conformado por una fundición gris centrifugada con incrustaciones de grafito. Véase figura 33.

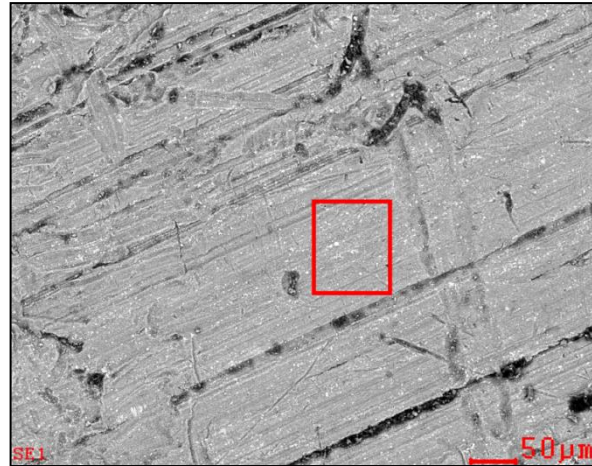
Figura 33. Microestructura perlítica.



Fuente:<http://juliocorrea.wordpress.com/2007/08/18/metalografia-aceros-fundiciones-inoxidables/>

**3.1.2.5 Análisis mediante microscopía espectrográfica.** Este ensayo está basado en el principio de la microscopía óptica, en donde se sustituye el haz de luz por un haz de electrones. Este proceso consiste en incidir un barrido de haz de electrones sobre la muestra. Esta técnica se denomina “sputtering” o pulverización catódica. El microscopio está internamente equipado con detectores que recogen la energía y la transforman en porcentajes de la composición química de la muestra y también ofrece una vista microscópica detallada de la superficie de la muestra que se puede observar en la figura 34. A partir de este ensayo fue posible determinar la composición química del material con el cual está construido el cilindro original Shindaiwa S450EC1.

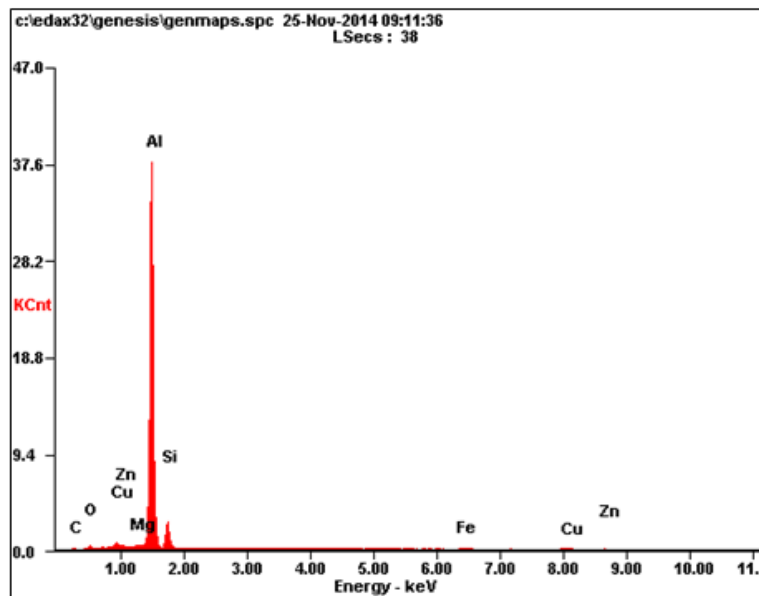
Figura 34. Vista microscópica detallada de la superficie de la muestra



Fuente: Laboratorio de microscopia espectrográfica, Lab.UIS Guatiguará

En la tabla 3 se muestran los porcentajes de los distintos elementos que componen el material de fabricación del cilindro original.

Tabla 3. Composición química de la muestra



Element	Wt%	At%
CK	03.62	07.87
OK	02.04	03.33
MgK	00.42	00.46
AlK	76.01	73.60
SiK	14.15	13.16
FeK	00.71	00.33
CuK	02.25	00.92
ZnK	00.80	00.32
<i>Matrix</i>	Correction	ZAF

Fuente: Laboratorio de microscopia espectrográfica, Lab.UIS Guatiguará

De la tabla 3, se puede observar que el material presenta un 76,01% de aluminio, un 14,15% de silicio y un porcentaje muy bajo del resto de elementos presentes en la muestra, lo cual indica que el material empleado en la fabricación del cilindro Shindaiwa S450EC1 es una aleación de aluminio-silicio.

**3.1.2.6 Ensayo de microdureza.** Se entiende por microdureza la propiedad de la capa superficial de un material de resistir a la deformación elástica, plástica y destrucción en presencia de esfuerzos de contacto locales inferidos por otro cuerpo, más duro, el cual no sufre deformaciones residuales (indentador ó penetrador), de determinada forma y dimensiones. La norma E384 de ASTM International, es el método de prueba para medir la dureza vickers de una muestra. La norma está bajo la jurisdicción del Subcomité E04.05 de la ASTM International sobre pruebas de dureza por microindentación, que forma parte del Comité E04 de ASTM International sobre metrología. En el pasado las pruebas de dureza solían estar pensadas para realizar pruebas de microdureza (E384) ó de macrodureza (E92). La principal diferencia entre las dos tecnologías es que las fuerzas de prueba usadas con microdureza son de 1kg o menos y con macrodureza 1kg o más.

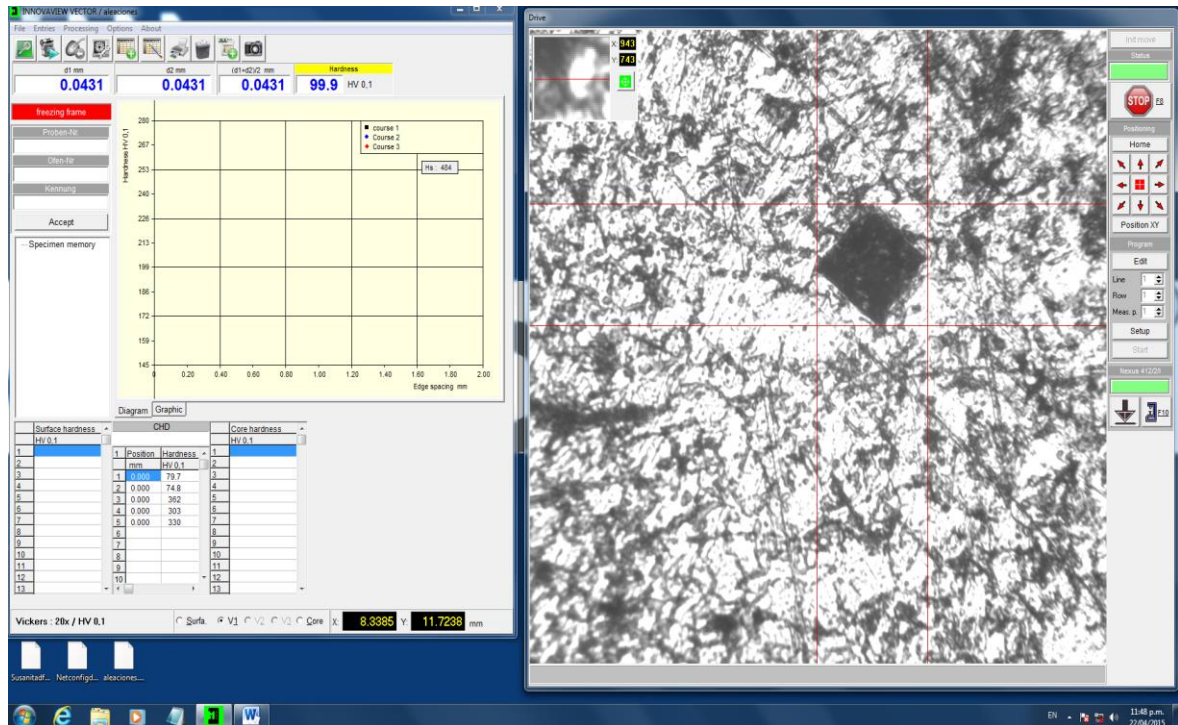
El proceso del ensayo de microdureza consta de los siguientes pasos:

- a)** seleccionar la máquina y preparar la probeta
- b)** Llevar a cabo la indentación
- c)** realizar mínimo 3 indentaciones por probeta
- d)** Obtención de resultados

El ensayo de microdureza se realizó en el laboratorio 203 de microscopía, sede UIS Guatiguará, con las especificaciones requeridas por el laboratorista, en este caso pulida con pasta de diamante y que no contenga algún tipo de sustancia química, se coloca la muestra en el equipo Innovatest 400 TM series y según la norma ASTM E-92 se realizan tres pruebas con punta de diamante (Fuerza

aplicada 0.9807N, objetivo a 20X con tiempo de identificación 10 segundos) en un punto aleatorio tal como se muestra en la figura 35, con resultados en dureza Vickers.

Figura 35 Resultados de ensayo de microdureza



El objetivo del desarrollo del análisis de microdureza es identificar la propiedad mecánica de resistencia al desgaste en las paredes internas del cilindro lo cual dictará el tiempo de vida del cilindro original y la dureza de las paredes internas del cilindro es de 429.7 HV , los resultados y la comparación de este estudio se muestran en la sección 5.3.1. En la tabla 4 se muestran los resultados del análisis de microdureza realizado sobre el cilindro original, en el anexo A1 se incorporan los resultados del análisis de microdureza de cada una de las muestras.

Tabla 4 Resultados análisis microdureza del cilindro original.

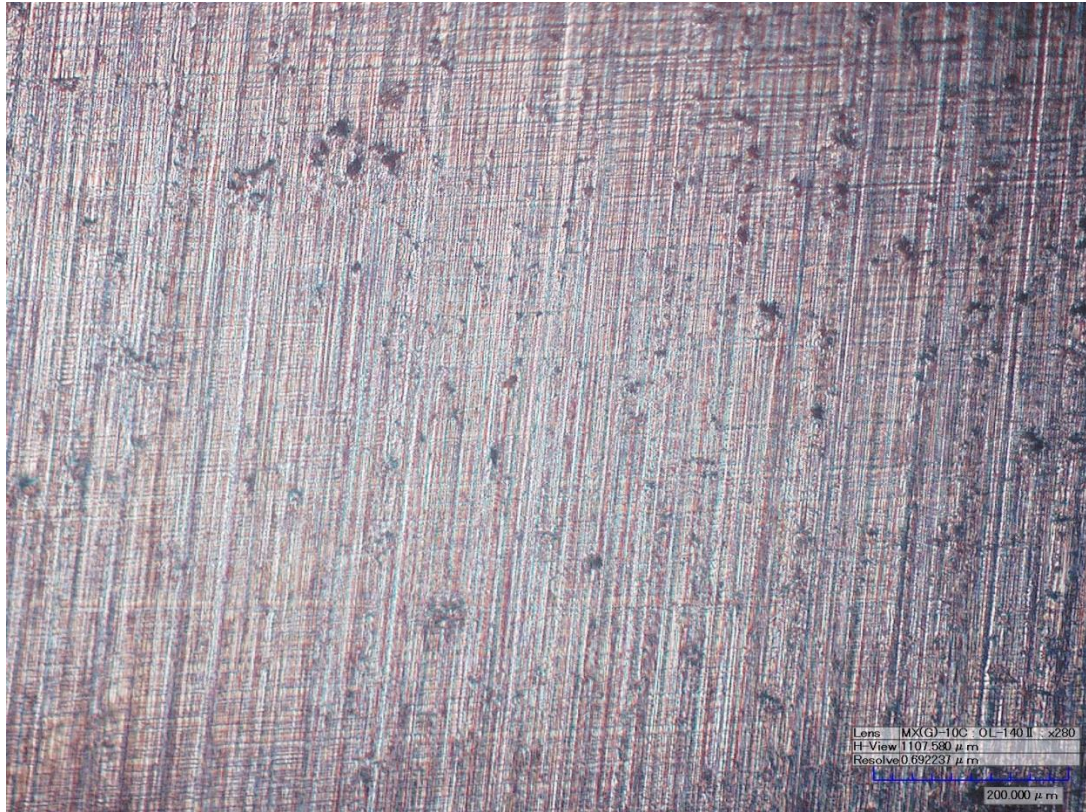
	DUREZA VICKERS	
	Cuerpo de Al	Paredes del cilindro (Nikasil)
1	99,9	429,8
2	126,0	433,4
3	131,0	428,9
Promedio	118,9	429,7

**3.1.2.7 Exploración superficial por microscopio 3D.** Éste examen fue ofrecido muy amablemente por el grupo de investigación GIMAT de la Escuela de Ingeniería Metalúrgica y Ciencias de los Materiales en cabeza de su Directora la Profesora Luz Amparo Quintero, aprovechando la tecnología que ofrecen los microscopios HIROX, para despejar cualquier duda sobre la integridad de la pieza. La medición de la rugosidad en las superficies internas del cilindro original del motor Shindaiwa S450EC1, se realizó mediante un microscopio para observación en tres dimensiones (3D) marca HIROX perteneciente al laboratorio de pruebas del grupo de investigación GIMAT de la Escuela de Metalurgia y Ciencia de los Materiales.

El cilindro original fue seccionado para su estudio en el ensayo destructivo de metalografía, una muestra de la superficie interna del cilindro fue tomada, limpiada y preparada para su observación, a través del microscopio para exponer el valor de rugosidad (el cual es una distancia) con el cual fue manufacturada esta zona de la pieza; el resultado de la observación se muestra en la figura 37.

En la figura 36 se muestra la superficie sobre la cual se realizó el análisis de rugosidad, aumentada 280X.

Figura 36. Superficie de análisis de rugosidad, NIKASIL.

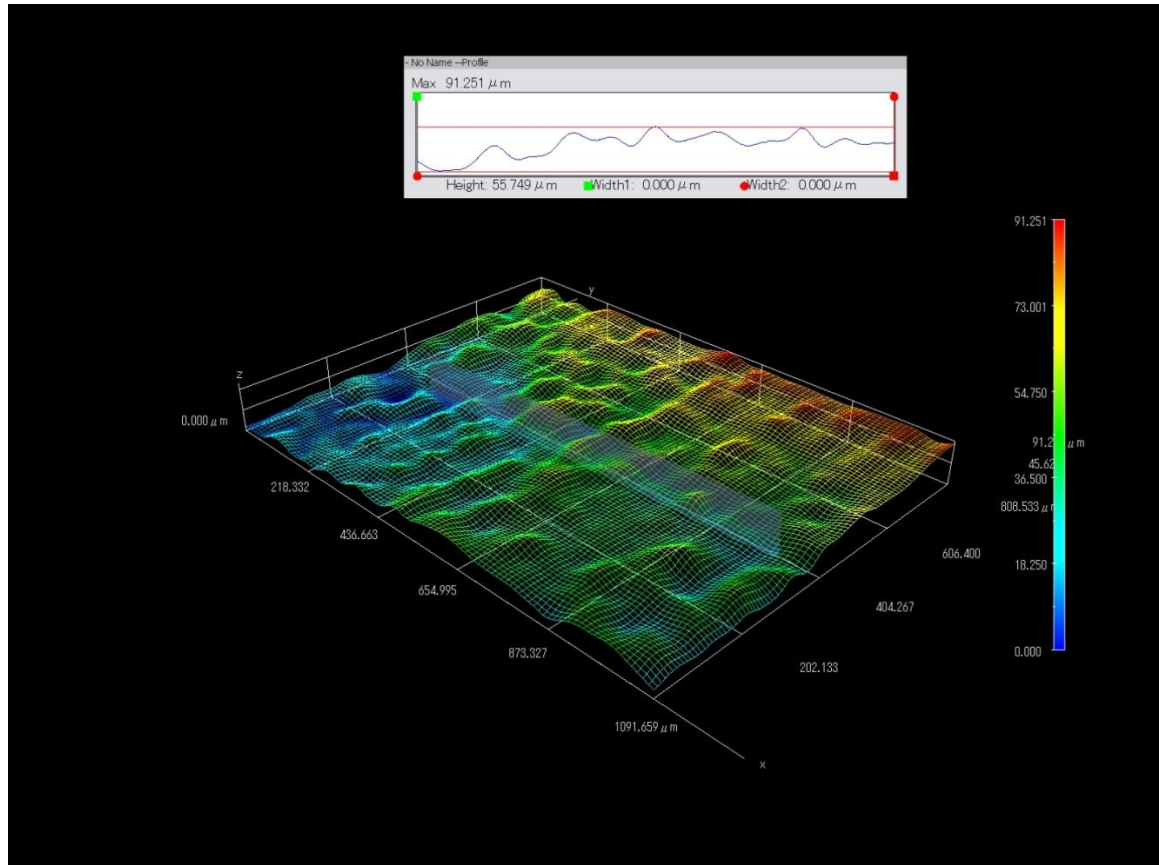


Fuente: Microscopio HIROX grupo de investigación GIMAT.

En la figura 36 se muestra un acercamiento de 280X con el microscopio en el cual se realizó el análisis de rugosidad, se puede ver que hay unas pequeñas líneas que corresponden al bruñido que se le realiza a la pieza y unos pequeños puntos de oxidación. Debido a que el área que se analiza es la parte interior del cilindro y no es plana, se puede ver que en los bordes se torna un poco borrosa la imagen.

La medida que efectuó el equipo en la superficie interna del cilindro original fue a lo largo y ancho de un fragmento representativo (alrededor de unos 270000 mm<sup>2</sup>) del área total de la muestra (como se evidencia en la figura 37), en esa superficie el equipo ejecutó una medición a lo largo de dicha área en una zona igualmente representativa de la misma, resultando el valor promedio entre la altura de las crestas y de los valles medidos en dicho perfil.

Figura 37. Rugosidad del cilindro original, NIKASIL.



Fuente: Microscopio HIROX grupo de investigación GIMAT.

Por tanto el equipo calculó la rugosidad del diámetro de las paredes internas del cilindro original utilizando este perfil que posee un pico máximo de 91,251  $\mu\text{m}$  y un mínimo de referencia de 0  $\mu\text{m}$ , estableciendo como promedio la medida de rugosidad según el perfil examinado por el microscopio para esta zona del cilindro de: 55,749  $\mu\text{m}$ .

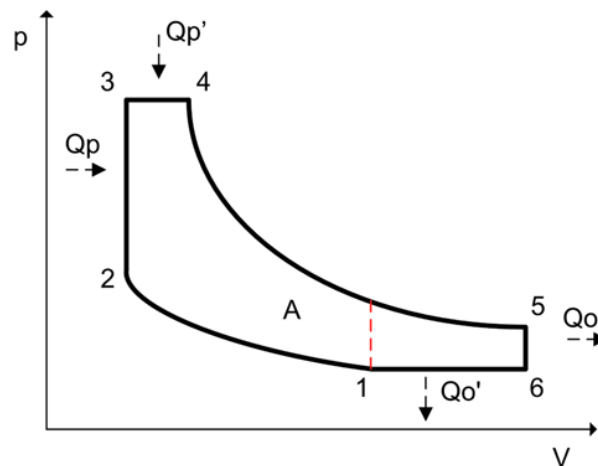
### 3.2 CALCULOS TERMODINÁMICOS Y DINÁMICOS SOBRE EL CILINDRO DEL MOTOR DE 2T.

Para la realización del diseño mecánico y térmico del cilindro prototipo, es necesario determinar los principales parámetros de funcionamiento de la M.T.A

Shindaiwa S450EC1, los cuales son las temperaturas y presiones existentes en cada una de las fases que componen el ciclo termodinámico de dos tiempo. Estos parámetros se determinan mediante la metodología clásica de diseño de motores que combustión interna que se encuentra en los textos especializados en diseño de elementos mecánicos y de máquinas térmicas alternativas<sup>2</sup>.

**3.2.1 Análisis del ciclo termodinámico.** En la figura 38, se ilustra el que es considerado como el comportamiento ideal de la presión de los gases con respecto a la variación del volumen; esto debido a que el diseño del cilindro requiere del valor de fuerza máxima generada por la presión máxima del ciclo de dos tiempos sobre las paredes internas del cilindro y la corona del émbolo que puede llegar a generar el ciclo termodinámico dentro del motor.

Figura 38. Presión de admisión para motores de dos tiempos.



Fuente: Internal Combustion Engine Fundamentals Hardcover, John Heywood, 1988, p 163

Se calculó la presión mínima del sistema que es la presión de admisión:

$$Pa = 1.05pk \quad (1)$$

<sup>2</sup> J.S.JÓVAJ, Motores de automóvil, Editorial MIR, 1982.

Donde  $P_a$  es la presión de alimentación;  $p_k$  es la presión a la entrada;  $p_o$  es igual a la presión atmosférica (como no hay sobre-alimentación  $p_o = p_k$ ) para la ciudad de Bucaramanga a 960 msnm la presión atmosférica es igual a 90,6 kPa según los resultados de estudios realizados por IDEAM (Instituto de Hidrología, Meteorología y Estudios Ambientales de Colombia). El anterior resultado, que equivale a 0,91 [bar], se encuentra en el rango de presión de 0,8 [bar] – 1,6 [bar] para un motor de dos tiempos de pequeña cilindrada que trabaja entre las 3500 rpm a 7500 rpm.<sup>3</sup>

$$P_a = 1.05 * 90659 \text{ [Pa]}$$

$$P_a = 95191.95 \text{ [Pa]}$$

**3.2.1.1 Temperatura de admisión.** Se calcula la temperatura de admisión con la ayuda de la metodología propuesta en el libro de Jovaj.

$$T_a = \frac{T_o + \Delta T + \psi \gamma_r T_r}{1 + \gamma_r} \quad [K] \quad (2)$$

En donde  $T_a$  es la temperatura del Ciclo de admisión en kelvin [K]

$T_o$  es la temperatura inicial en kelvin [K]

$\Delta T$  es el incremento de temperatura en el proceso [K]

$\psi$  es la relación entre los calores específicos de la carga y la mezcla.

$\gamma_r$  es el coeficiente de Gases Residuales.

$T_r$  es la temperatura de los gases residuales [K]

Entonces:

$T_o = 295,15 \text{ K}$  (Temperatura promedio en la ciudad de Bucaramanga)

$\varphi = 1$  Según la teoría de Jovaj, capítulo IV para evitar cometer grandes errores, debido a que se desprecia la relación entre los calores específicos de la carga fresca y los gases residuales  $cp'' = \varphi cp$ .

$\Delta T = 20^\circ C = 20 \text{ K}$  Según la teoría de Jovaj, capítulo IV, datos específicos para motores con formación externa de la mezcla.

---

<sup>3</sup> CLIMENT, Héctor. Modelado unidimensional de los motores de dos tiempos de pequeña cilindrada. Editorial Reverté. Barcelona. 2004. p. 70-71.

En motores de ignición por compresión el coeficiente de presión de los gases residuales

$\gamma_r$  varía entre 0,03 y 0,06 tomamos el valor que hace que la fuerza sea máxima  $\gamma_r = 0,06$  (adimensional).

$T_r$  para motores a gasolina varía entre 700K y 900K tomamos el valor de temperatura máxima.

Reemplazando:

$$T_a = \frac{T_o + \Delta T + \phi \gamma_r T_r}{1 + \gamma_r}$$

$$T_a = \frac{295,15 \text{ K} + 20 \text{ K} + (1)(0,06)(900\text{K})}{1 + 0,06}$$

$$T_a = 348,24 \text{ K}$$

La Temperatura del Ciclo de admisión será 348,24 K este resultado se encuentra en el rango de temperatura común para un motor de dos tiempos que va desde 250 – 2500 [K] en el rango de giro de 0° a 45°.<sup>4</sup>

**3.2.1.2 Presión de compresión.** El cálculo de la presión al final del ciclo de compresión se determinó a partir de la siguiente ecuación

$$P_c = P_a \epsilon^{n_1} \quad (3)$$

Donde,  $P_c$  es la presión en el ciclo de compresión (MPa).

$P_a$  es la presión en el ciclo de admisión (MPa).

$n_1$  es el exponente Politrópico medio de compresión (Adimensional).

$\epsilon$  es la relación de Compresión.

Reemplazando:

$$P_c = P_a \epsilon^{n_1}$$

$$P_c = 95191.95 [Pa] * (8)^{1.36}$$

$$P_c = 1609913.735 [Pa]$$

$$P_c = 1,61 \text{ MPa}$$

---

<sup>4</sup> FERGUSON, Colin R. Internal Combustion Engine. Editorial John Willy & Sons, Inc. New York. 2001. p. 44.

La presión anterior equivale a  $\pm 16$  [bar], ésta se encuentra en el rango de presión promedio entre los 0 [bar] y 40 [bar] en los que opera un motor de dos tiempos de pequeña cilindrada que trabaja entre 3500 rpm y 9000 rpm.<sup>5</sup>

**3.2.1.3 Temperatura al final de la compresión.** La temperatura del ciclo de compresión se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$T_c = T_a \epsilon^{n1-1} \quad (4)$$

Donde  $T_c$  = Temperatura del ciclo de compresión (K).

$$T_c = T_a \epsilon^{n1-1}$$

$$T_c = (348,24 K) (8)^{1,36-1}$$

$$T_c = 736,19 K$$

Una temperatura de compresión de este tipo equivale a  $\pm 463$  [°C], ésta se encuentra en el rango de temperatura inicial para un motor típico de dos tiempos que opera a 9600 rpm.<sup>6</sup>

**3.2.1.4 Temperatura máxima de combustión:** Esta temperatura resulta luego de explosión dentro del volumen de compresión. Los siguientes datos fueron tomados del libro de Jóvaj:

$T_z$  es la temperatura del ciclo de la explosión [K].

$U_z''$  es la energía interna de los productos de combustión.

$$U_z'' = 68600 \frac{KJ}{Kmol}$$

Esta energía de los productos de la combustión corresponde a una temperatura de:  $T_z = 2615 K = 2341,85 °C$  esta temperatura de combustión se encuentra dentro del valor límite de temperatura máxima en el cilindro para un motor típico de combustión interna.<sup>7</sup>

<sup>5</sup> CLIMENT, Héctor. Modelado unidimensional de los motores de dos tiempos de pequeña cilindrada. Editorial Reverté. Barcelona. 2004. P. 204-206.

<sup>6</sup> CLIMENT, Héctor. Modelado unidimensional de los motores de dos tiempos de pequeña cilindrada. Editorial Reverté. Barcelona. 2004. P. 204-206.

<sup>7</sup> FERGUSON, Colin R. Internal Combustion Engine. Editorial John Willy & Sons, Inc. New York. 2001. p. 123.

**3.2.1.5 Presión de combustión.** La presión máxima del ciclo de combustión está dada por la siguiente ecuación:

$$P_z = \mu_r \frac{T_z}{T_c} P_c \quad (5)$$

Donde  $P_z$  es la presión en la explosión (MPa).

$\mu_r$  es el coeficiente real de variación molecular (adimensional).

$\mu_o$  es el coeficiente teórico de variación molecular.

$\mu_o$  es 1.08 (Adimensional).

Reemplazando en la ecuación 5 se tiene:

$$\mu_r = \frac{\mu_o + Yr}{1 + Yr} \quad (6)$$

$$\mu_r = \frac{(1,08) + (0,06)}{1 + (0,06)} = 1,075$$

Reemplazando nuevamente, se tiene:

$$P_z = \mu_r \frac{T_z}{T_c} P_c$$

$$P_z = 1,075 * \frac{2615 \text{ K}}{736,19 \text{ K}} * 1,6 \text{ MPa}$$

$$P_z = 6,11 \text{ MPa}$$

Esta presión equivale a  $\pm 886$  [PSI] la cual raya en el límite de los 640 [PSI] para un motor típico de combustión interna<sup>8</sup>, así mismo esta presión determina la fuerza máxima en la cabeza del émbolo, que se demostrará más adelante, y será la fuerza máxima en el ciclo.

### 3.3 ANÁLISIS DINÁMICO

El análisis geométrico, cinemático y cinético de la unidad motriz Shindaiwa S450EC1 es fundamental para la presente investigación, debido a que se presentan distintos tipos de fuerzas que afectan el funcionamiento y la vida útil de la máquina.

<sup>8</sup> FERGUSON, Colin R. Internal Combustion Engine. Editorial John Willy & Sons, Inc. New York. 2001. p. 122.

**3.3.1 Fuerzas que actúan entre la camisa y el émbolo.** Para determinar las magnitudes de las fuerzas que actúan sobre el émbolo, en este caso emplearemos el método de la segunda ley de Newton, debido a que se parte de las ecuaciones del movimiento, las cuales fueron deducidas en la cinemática del mecanismo émbolo, biela, manivela y de las fuerzas externas que son ejercidas sobre el mismo con el fin de obtener la fuerza neta de rozamiento existente entre el émbolo y la camisa del cilindro.

Teniendo en cuenta la dinámica del mecanismo manivela-biela, es posible plantear las siguientes tres suposiciones:

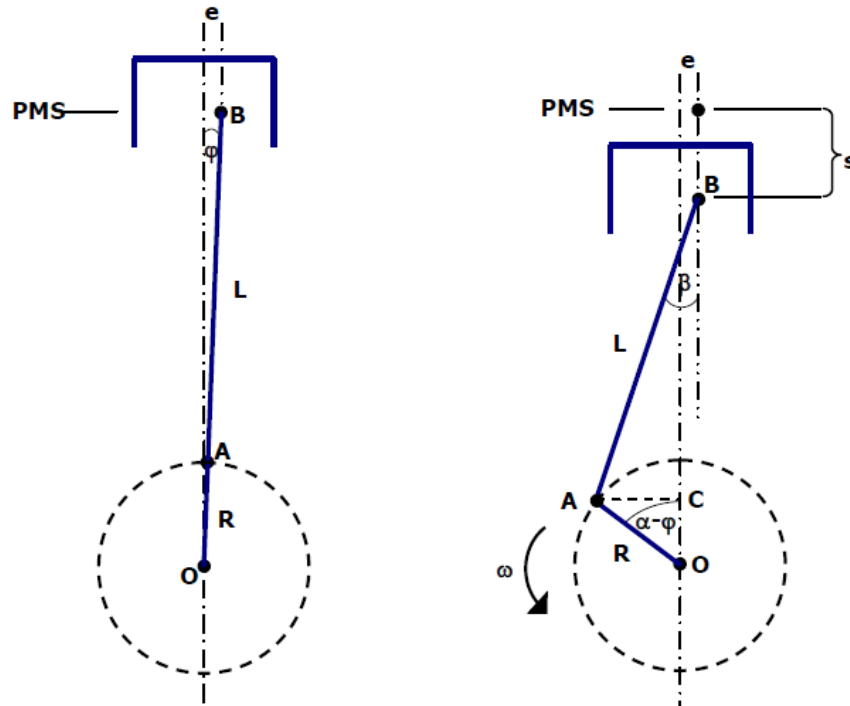
- El bulón o pasador del émbolo, el cual sirve como elemento de conexión entre el émbolo y la biela, forma parte del integral del émbolo, por lo tanto no se tienen las fuerzas y reacciones existentes entre estos dos elementos.
- Lo elementos que componen el mecanismo no sufren de deformaciones bajo ningún tipo de carga, lo cual significa que se pueden tomar como cuerpos rígidos.
- El movimiento de todos los elementos está limitado a un solo plano, lo cual se traduce en un movimiento del mecanismo únicamente bidimensional.

**3.3.1.1 Cinemática del mecanismo Biela-Manivela<sup>9</sup>.** Partiendo de la geometría del mecanismo es posible determinar las expresiones correspondientes al desplazamiento, velocidad y la aceleración del émbolo. En la figura 39 se muestra el esquema representativo del mecanismo el cual incluye la notación empleada en los cálculos.

---

<sup>9</sup> V.A.MONTOYA, Contribución al estudio experimental de la fuerza de fricción piston-camisa en un motor de combustión interna, 2008

Figura 39. Esquema del mecanismo pistón-biela-manivela



Fuente: Contribución al estudio experimental de la fricción pistón-camisa en un motor de combustión interna. V. A. Montoya, 2008, p 89.

Cabe resaltar que la posición del bulón, en el esquema, se encuentra descentrada con respecto a la mitad del émbolo pero en el caso del motor Shindaiwa B450 y el prototipo elaborado, el bulón se encuentra de manera centrada con respecto al émbolo lo cual significa que los valores de la excentricidad  $e$  y el ángulo  $\varphi$  se reducen a cero. La función que cumple la excentricidad en la ubicación del bulón se debe a la reducción de la magnitud del impacto existente entre el émbolo con las paredes del cilindro, lo cual se traduce en una disminución de la fuerza de fricción.

$$\varphi = 0 \quad e = 0$$

**3.3.1.2 Movimiento del mecanismo Biela-Manivela.** A continuación se muestra como se determina el desplazamiento angular, la velocidad angular y la aceleración angular del mecanismo Biela-Manivela:

- **Desplazamiento angular del mecanismo Biela-Manivela:** mediante la letra  $\alpha$  se representa la cantidad de desplazamiento angular existente en el mecanismo

- **Velocidad angular del mecanismo Biela-Manivela:** Debido a diversos factores como las cargas inerciales de los componentes del mecanismo, ciclos de compresión y descarga y a la configuración mono cilíndrica del motor Shindaiwa B450, la velocidad angular del mecanismo Biela-Manivela sufre de pequeñas variaciones los cuales deben ser tomados en cuenta al momento de realizar los respectivos cálculos de la cinemática y dinámica del mecanismo Biela-Manivela.

$$\omega = \frac{d\alpha}{dt} \quad (7)$$

- **Aceleración angular del mecanismo Biela-Manivela:** al igual que la velocidad angular, la aceleración angular también posee una magnitud variable con el tiempo, debido a que depende directamente de la velocidad angular.

$$\dot{\omega} = \frac{d\omega}{dt} \quad (8)$$

### 3.3.1.3 Movimiento del émbolo.

- **Desplazamiento del émbolo:** El movimiento rectilíneo recíprocante del émbolo depende en manera directa del ángulo de rotación del cigüeñal con respecto al punto muerto superior (PMS),  $s$  como se muestra en la figura 39. La longitud  $s_1$  se determina con el triángulo OBE mostrado en la figura 39.

$$s_1 = \sqrt{(R + L)^2 - e^2} \quad (9)$$

Con el propósito de determinar la distancia existente entre los puntos O y B, véase la figura 39. Cuando ha girado la manivela, se divide el triángulo OAB en dos triángulos rectángulos, hallando de esta manera  $d_1$  y  $d_2$ , tal y como se muestra en la figura 39.

$$d_1 = R \cos(\alpha - \varphi) \quad (1)$$

$$d_2^2 = L^2 - (\overline{AC} + e)^2 \quad (11)$$

Reemplazando la distancia AC:

$$\overline{AC} = R\sin(\alpha - \varphi) \quad (12)$$

En la ecuación (13) la expresión para  $d_2$  es:

$$d_2 = \sqrt{(L^2 - (R\sin(\alpha - \varphi) + e)^2)} \quad (13)$$

A partir de las ecuaciones (10) y (13) se define entonces la distancia entre los puntos O y B cuando la manivela ha girado un ángulo  $\alpha$ :

$$s_2 = d_1 + d_2 \quad (14)$$

$$s_2 = R\cos(\alpha - \varphi) + \sqrt{L^2 - (R\sin(\alpha - \varphi) + e)^2}$$

Finalmente se obtiene el desplazamiento vertical del émbolo cómo se muestra en la siguiente ecuación:

$$s = s_1 - s_2 \quad (15)$$

Reemplazando:

$$s = \sqrt{(R + L)^2 - e^2} - R\cos(\alpha - \varphi) - \sqrt{L^2 - (R\sin(\alpha - \varphi) + e)^2}$$

- **Velocidad del émbolo:** La velocidad del émbolo en cualquier instante de tiempo equivale a la derivada del desplazamiento con respecto al tiempo, ecuación (16).

$$\dot{s} = -\omega R\sin(-\alpha + \varphi) + \frac{(-R\sin(-\alpha + \varphi) + e)\omega R\cos(-\alpha + \varphi)}{\sqrt{L^2 - (-R\sin(-\alpha + \varphi) + e)^2}} \quad (16)$$

- **Aceleración del émbolo:** La aceleración del émbolo en cualquier instante de tiempo corresponde a la derivada de la velocidad angular instantánea con respecto al tiempo.

$$\ddot{s} = A\omega^2 + B\dot{\omega} + \frac{(B + e)^2 C\omega^2}{D^{\frac{3}{2}}} + \frac{C\omega^2}{\sqrt{D}} + \frac{(B + e)(-B\omega^2)}{\sqrt{D}} + \frac{(B + e)A\dot{\omega}}{\sqrt{D}} \quad (17)$$

Dónde:  $A = R\cos(-\alpha + \varphi)$

$$B = -R\sin(-\alpha + \varphi)$$

$$C = R^2\cos(-\alpha + \varphi)^2$$

$$D = L^2 - (B + e)^2$$

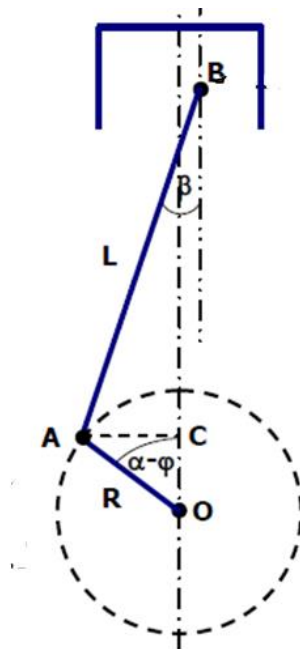
Como convenio de símbolos, el movimiento del émbolo se considera positivo cuando se dirige hacia el punto muerto inferior (PMI) y negativo cuando se dirige hacia el punto muerto superior (PMS).

**3.3.1.4 Desplazamiento de la biela.** A continuación se muestra el desplazamiento angular, velocidad angular y aceleración angular de la biela en el mecanismo Biela-Manivela.

- **Desplazamiento angular de la biela:** El desplazamiento de la biela se define mediante el ángulo conformado por la línea vertical que pasa por el centro del cigüeñal y la posición de la biela en cualquier instante de tiempo. En la figura 40 se muestra la geometría del mecanismo Biela-Manivela

$$\sin\beta = \frac{\overline{AC} + e}{L} \quad (18)$$

Figura 40. Geometría del mecanismo Biela-Manivela



Fuente: Contribución al estudio experimental de la fricción pistón-camisa en un motor de combustión interna. V. A. Montoya, 2008, p 89.

Seguidamente se obtiene el desplazamiento angular de la biela remplazando la distancia  $AC$ , como se muestra en la figura 40.

$$\beta = \arcsin\left(\frac{R\sin(\alpha + \beta) + e}{L}\right) \quad (19)$$

- **Velocidad Angular de la biela:** Derivando el desplazamiento angular se obtiene la velocidad angular.

$$\dot{\beta} = \frac{\omega R \cos(-\alpha + \varphi)}{L \sqrt{1 - \frac{(-R \sin(-\alpha + \varphi) + e)^2}{L^2}}} \quad (20)$$

- **Aceleración Angular de la biela:** Derivando la velocidad angular se obtiene la aceleración angular.

$$\begin{aligned} \ddot{\beta} = & \frac{\omega^2 R \sin(-\alpha + \varphi)}{LF} + \frac{\dot{\omega} R \cos(-\alpha + \varphi)}{LF} \quad (21) \\ & + \frac{\omega^2 R^2 \sin(-\alpha + \varphi)^2 (-R \sin(-\alpha + \varphi) + e)}{(LF)^3} \end{aligned}$$

Donde, la constante  $F$  es:

$$F = \sqrt{1 - \frac{(-R \sin(-\alpha + \varphi) + e)^2}{L^2}} \quad (22)$$

- **Velocidad lineal del centro de gravedad de la biela:** En esta parte se relaciona la velocidad angular de la biela con la velocidad del punto  $B$ , véase figura 40, y la velocidad lineal del centro de gravedad de la biela, según la fórmula de la velocidad relativa.

$$V_G = \dot{s} + \dot{\beta} I_{G/B} \quad (23)$$

$$V_G = \sqrt{(-\dot{\beta} I_B \cos \beta)^2 + (\dot{s} - \dot{\beta} I_B \sin \beta)^2} \quad (24)$$

Donde  $I_B$  representa la distancia del centro de gravedad de la biela al pie de la biela (punto  $B$  de la figura 40).

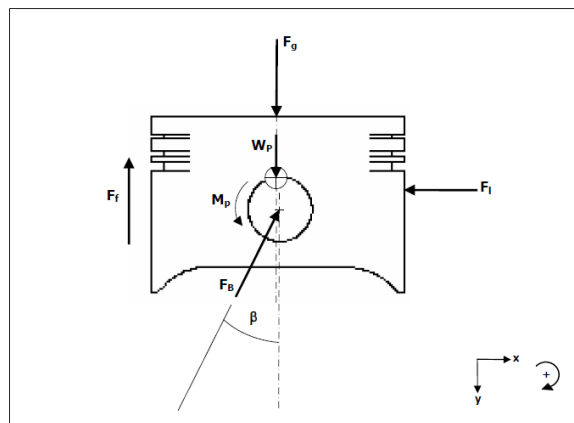
- **Aceleración lineal del centro de gravedad de la biela:** A partir de la ecuación (25) de la aceleración relativa es posible determinar la expresión para la aceleración lineal del centro de masa de la biela.

$$a_G = \ddot{s} + \ddot{\beta}I_{G/B} - \dot{\beta}^2 I_{G/B} \quad (25)$$

$$a_G = \sqrt{(-\ddot{\beta}I_B \cos\beta + \dot{\beta}^2 I_B \sin\beta)^2 + (\ddot{s} - \ddot{\beta}I_B \sin\beta - \dot{\beta}^2 I_B \cos\beta)^2} \quad (26)$$

**3.3.1.5 Fuerza de fricción existente entre el émbolo y las paredes del cilindro.** A continuación se puede apreciar el diagrama de cuerpo libre correspondiente al sistema conformado por émbolo, bulón y anillos, con sus respectivas fuerzas y momentos.

Figura 41. Diagrama del cuerpo libre del pistón



Fuente: Contribución al estudio experimental de la fricción pistón-camisa en un motor de combustión interna. V. A. Montoya, 2008, p 94.

Las fuerzas aplicadas sobre este sistema, como se aprecia en el diagrama, son: la fuerza de fricción, fuerza de los gases de combustión, peso del émbolo, la fuerza ejercida por la biela sobre el bulón y la fuerza inercial del conjunto émbolo-bulón-anillos.

Mediante la aplicación de la segunda ley del movimiento de Newton se realiza una sumatoria de fuerzas.

$$\sum F_y = F_g - W_p - F_B \cos\beta - F_f = m_p \ddot{s} \quad (27)$$

- **Fuerza de los gases de combustión**

$$F_g = \frac{\pi}{4} D^2 P \quad (28)$$

El valor de D corresponde a las medidas reales del diámetro del émbolo del motor Shindaiwa B450, que en este caso es de 40 mm.

La presión absoluta dentro de la cámara de combustión en el ciclo de combustión está dada por la ecuación (29).

$$P = (P_i - P') + P_{atm} \quad (29)$$

Donde:  $P_i$  es la presión instantánea de los gases de combustión.

$P'$  es la presión del punto muerto superior.

$P_{atm}$ : es la presión atmosférica promedio de la ciudad de Bucaramanga.

- **Peso del émbolo.**

En el momento de determinar el peso del émbolo se deben tener en cuenta los pesos del émbolo, el bulón y los anillos como un conjunto integral, y se determina mediante la ecuación 30.

$$W_p = m_p g = (m'_p + m_{bul} + m_s) g \quad (30)$$

Donde:  $m'_p$  es la masa del émbolo.

$m_{bul}$  es la masa del bulón.

$m_s$  es la masa de los anillos.

- **Fuerza inercial del émbolo.**

Para el cálculo de la fuerza de fricción es necesario conocer la inercia del émbolo, mediante la ecuación 31.

$$I_p = m_p \ddot{s} \quad (31)$$

Se hallan los esfuerzos que actúan sobre la biela

$$\sigma_b = \frac{F_b}{A_b} \quad (32)$$

Aplicando la segunda ley de Newton para la dirección vertical y horizontal

$$\sum F_x = -F_B \sin\beta - V \cos\beta - F_B \sin\beta = m'_b a'_{Gx} \quad (33)$$

$$\sum F_y = F_B \cos\beta + W'_b - V \sin\beta + F_B \cos\beta = m'_b a'_{Gy} \quad (34)$$

Donde,  $W'_b$  Es el peso de la biela

Seguidamente se halla la fuerza inercial de la biela

$$I'_b = m'_b a'_G \quad (35)$$

donde  $a'_G$  = aceleración lineal del centro de gravedad

$$a'_G = \ddot{s} + \ddot{\beta} I'_{G/B} - \dot{\beta}^2 I'_{G/B} \quad (36)$$

Las componentes horizontal y vertical de la aceleración, se determinan mediante la ecuación 37 y 38.

$$a'_{Gx} = -\ddot{\beta} I'_B \cos\beta + \dot{\beta}^2 I'_B \sin\beta \quad (37)$$

$$a'_{Gy} = \ddot{s} - \ddot{\beta} I'_B \sin\beta + \dot{\beta}^2 I'_B \cos\beta \quad (38)$$

- **Fuerza de fricción.**

Despejando la ecuación 33 se obtiene la fuerza cortante.

$$V = -F_B \tan\beta - F_b \tan\beta - \frac{m'_b a'_{Gx}}{\cos\beta} \quad (39)$$

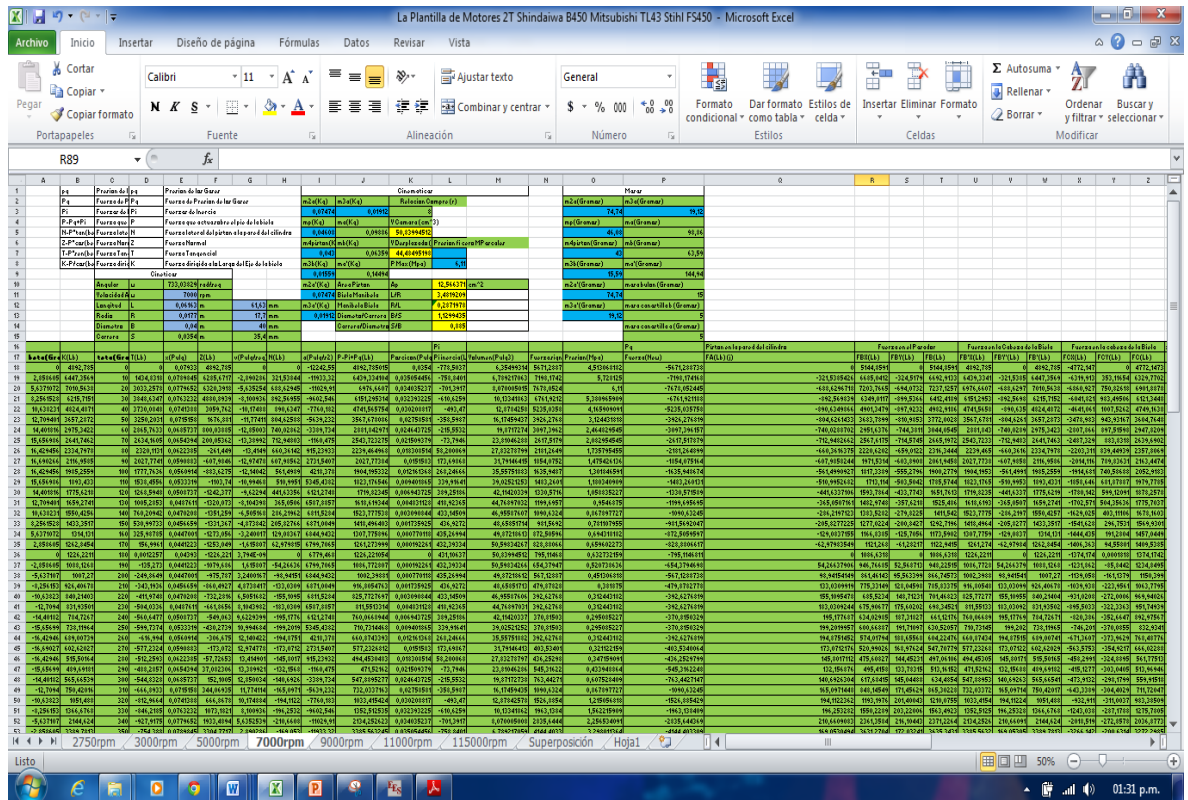
Finalmente se obtiene la expresión para hallar la fuerza de fricción entre el émbolo y la camisa

$$F_f = F_g + F_b \cos\beta + W_p - m_p \ddot{s} + \frac{W'_b \cos\beta}{\cos\beta + \tan\beta \sin\beta} \quad (40)$$

$$+ \frac{m_b \cos\beta (a'_{Gx} \tan\beta - a'_{Gy})}{\cos\beta + \tan\beta \sin\beta}$$

**3.3.2 Resultado análisis dinámico.** A partir de las ecuaciones que describen la cinemática del mecanismo Biela-Manivela, y mediante la utilización de un Software de manejo de datos, en este caso Excel 2010, es posible determinar los valores correspondientes a posición, velocidad, aceleración del émbolo en el interior del cilindro, esto permite llevar a cabo un análisis dinámico de las fuerzas de interacción existentes entre el émbolo y las superficies internas del cilindro. A continuación, en la figura 42 se muestra la interfaz gráfica de la hoja de cálculos elaborada en Excel 2010 para el manejo de datos correspondientes a la cinemática y cinética del mecanismo Biela-Manivela teniendo en cuenta datos fundamentales como la masa del émbolo, la masa de la biela, la geometría del cigüeñal y la biela, y las fuerzas de reacción existentes entre cada uno de los elementos del mecanismo.

**Figura 42.** Interfaz gráfica de la hoja de cálculo para manejo de datos.



En la tabla 5 se muestran los datos entregados por el fabricante del motor Shindaiwa S450EC1.

**Tabla 5.** Dimensiones del mecanismo Biela-Manivela

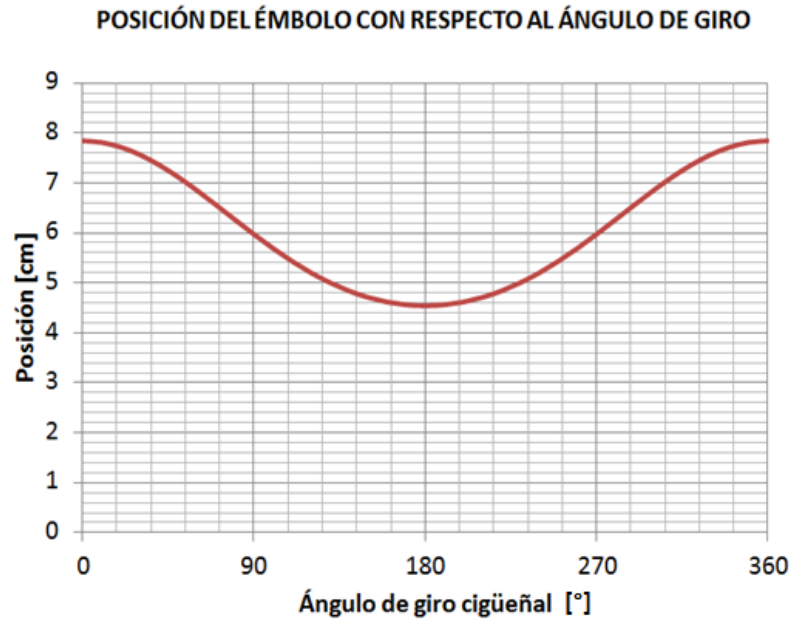
<b>Variable</b>	<b>Valor</b>	<b>Unidad</b>
<b>L</b>	61.95	mm
<b>R</b>	16.5	mm
<b>D</b>	40	mm
<b>S</b>	33	mm

Mediante el uso de hojas de cálculo se facilita el manejo de gran cantidad de datos, lo cual se traduce en una visualización práctica de la información adquirida previamente para cada uno de los parámetros de funcionamiento del motor Shindaiwa S450EC1 en cada uno de los ángulos de barrido del cigüeñal. Esto quiere decir que para cada una de las condiciones del cigüeñal se muestra de forma práctica datos fundamentales como la posición, la velocidad, la aceleración y las fuerzas presentes en el motor.

A continuación se muestran las gráficas obtenidas a partir de las hojas de cálculo correspondientes a la posición figura 43, la velocidad figura 44 y la aceleración figura 45 del mecanismo.

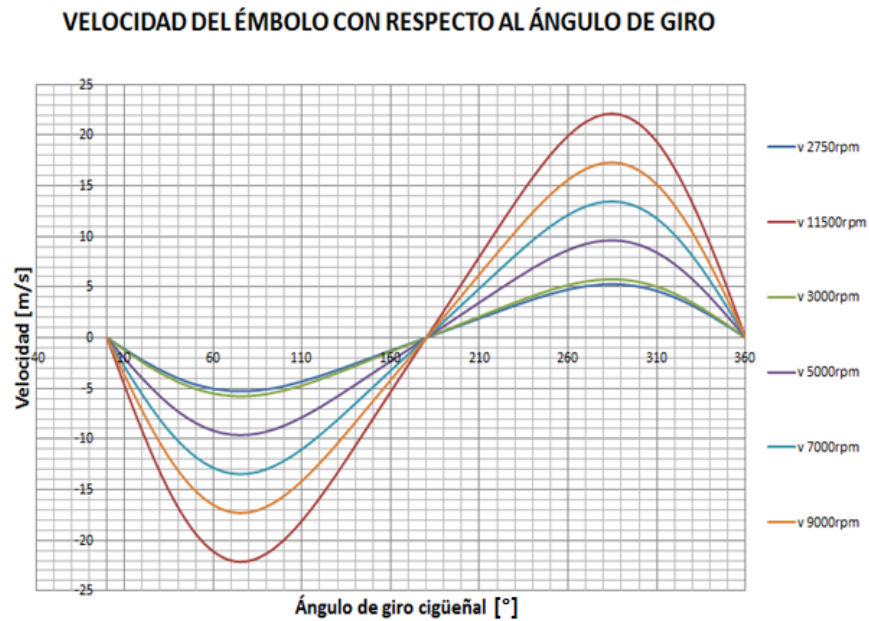
En la figura 43 se observa que el desplazamiento máximo del émbolo es de 7,8 cm y el mínimo es de 4,6 cm.

Figura 43. Posición del émbolo con respecto al ángulo de giro

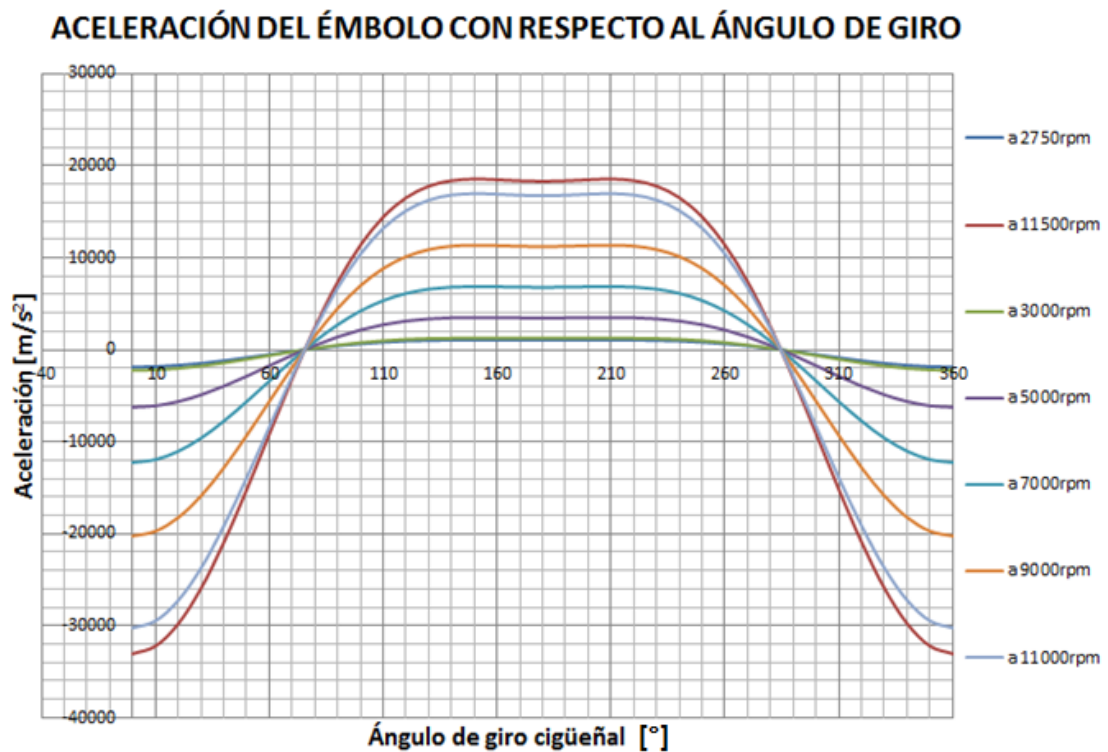


En la figura 44 se observa que la velocidad máxima del émbolo es de 22 m/s cuando el motor gira a 11500 rpm.

Figura 44. Velocidad del émbolo con respecto al ángulo de giro



**Figura 45.** Aceleración del émbolo con respecto al ángulo de giro

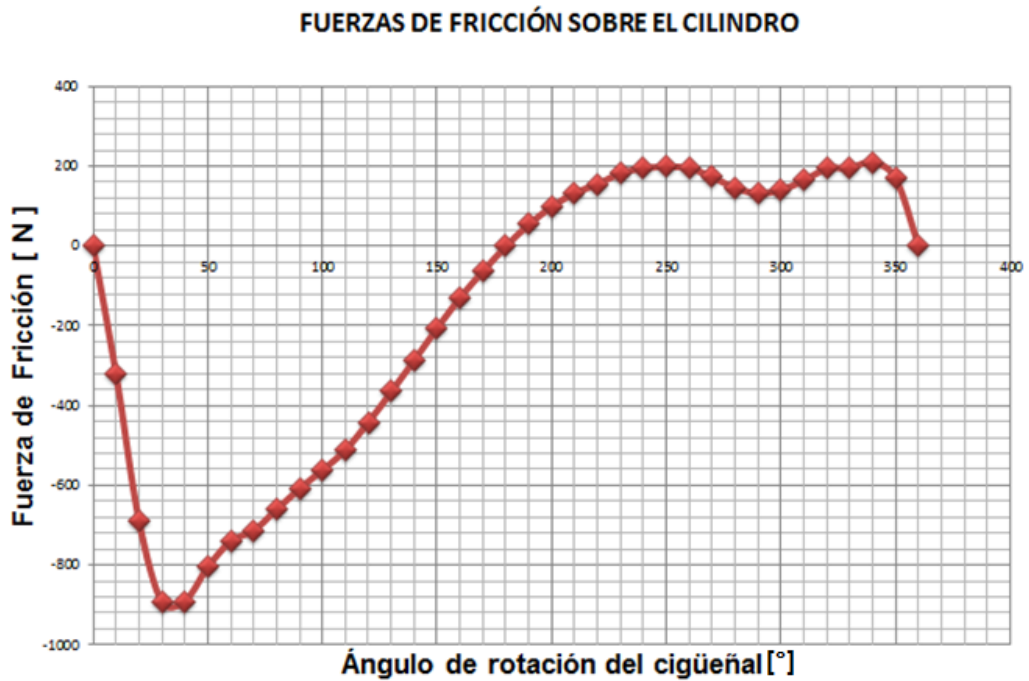


En la figura 45 se observa que la aceleración máxima del émbolo ocurre entre 160 y 210 grados de giro del cigüeñal a 11500 rpm.

Seguidamente se analiza la parte cinética del mecanismo estudiando la fuerza de los gases, la fuerza de presión, las fuerzas inerciales, y las fuerzas de fricción a lo largo del ciclo.

A continuación, en la figura 46 se muestra el comportamiento de la fuerza de fricción existente entre el émbolo y las superficies internas del cilindro a lo largo del ciclo de dos tiempos, calculada mediante la ecuación 40.

Figura 46. Fuerzas de fricción sobre el cilindro

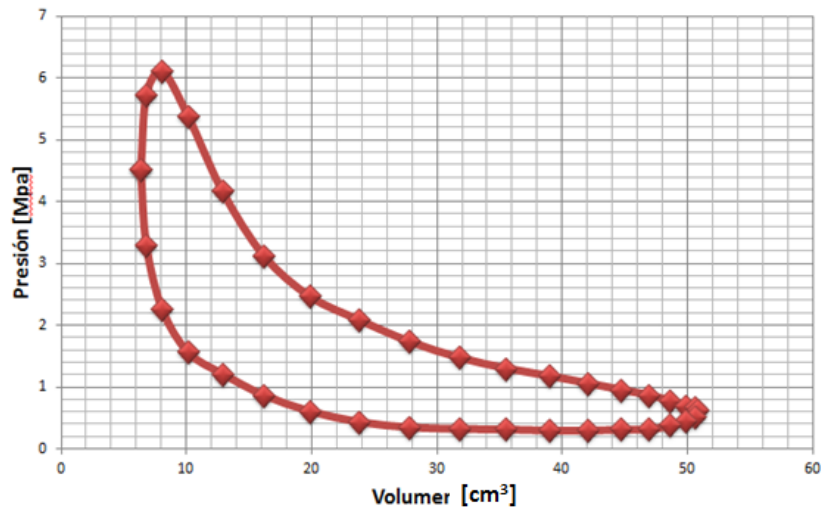


En la figura 46 se observa que el valor máximo de la fuerza de fricción existente entre el émbolo y el cilindro es de aproximadamente 900 N, el símbolo negativo se debe a que al analizar las fuerzas ejercidas sobre las paredes del cilindro esta fuerza se encuentra ingresando.

Con los cálculos termodinámicos se obtiene una presión máxima de 6,11 [MPa]; la relación de compresión  $r_c$  es de 8 y el volumen de la cámara de combustión es de 47,39 [cm<sup>3</sup>], mediante Microsoft Excel se obtienen las curvas del ciclo termodinámico que se muestran en la figura 47.

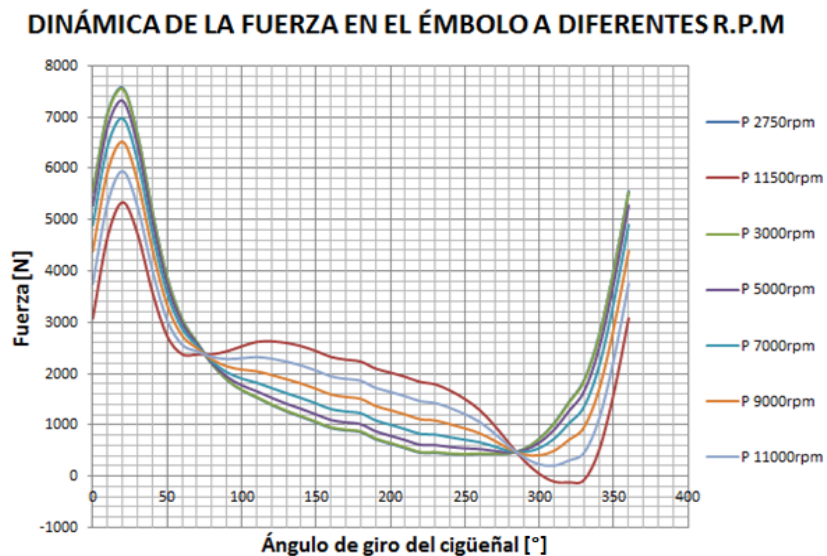
Figura 47. Diagrama P-V del ciclo de 2T motor Shindaiwa

**DIAGRAMA P-V DEL CICLO DE DOS TIEMPOS MOTOR SHINDAIWA**



La figura 48 muestra el comportamiento dinámico del cilindro y la suma de las fuerzas de presión de los gases en la superficie del émbolo, sumadas con las fuerzas de inercia a diferentes revoluciones; se observa que a altas revoluciones las fuerzas de inercia igualan a las fuerzas de presión.

Figura 48. Comportamiento dinámico de la fuerza en el émbolo a diferentes r.p.m.



En la figura 48 se muestra que el valor máximo de la fuerza en el émbolo a 3000 rpm es de aproximadamente 7600 N.

### **3.4 ANÁLISIS DE TRANSFERENCIA DE CALOR**

La transferencia de calor en una M.T.A. juega un papel muy importante debido a las altas temperaturas que se manejan en los procesos de combustión y la necesidad de controlar los parámetros de enfriamiento para garantizar que no exista una destrucción de los distintos elementos causados por esfuerzos térmicos excesivos.

**3.4.1 Fundamentos de la transferencia de calor.** Uno de los aspectos más importantes que debe ser tenido en cuenta es el análisis de los diferentes mecanismos de la transferencia de calor existentes sobre las superficies del cilindro y a lo largo de sus paredes, esto se debe a que unos de los parámetros de mayor influencia en el correcto funcionamiento de esta pieza son los distintos gradientes de temperatura que se manejan en cada una de las etapas del ciclo de dos tiempos, lo cual genera esfuerzos térmicos que al no ser controlados correctamente pueden disminuir la vida útil de la pieza o causar un fallo en la misma.

Los mecanismos empleados para la transferencia de calor en un cuerpo sólido son la convección, la radiación y la conducción; estos fenómenos se presentan en diferentes ubicaciones del cilindro. Más adelante se analiza con más en detalle cada uno de estos mecanismos de transferencia de calor.

Para el estudio del análisis de la transferencia de calor existe gran variedad de autores que ofrecen teoría detallada que sirve como guía para la realización de este proyecto, es importante tener en cuenta que las ecuaciones y correlaciones empleadas a lo largo de este estudio son los resultados de estudios previos

realizados por autores como: Yunus A. Cengel; Frank P. Incropera; entre otros. Para este proyecto tomamos como texto guía para análisis de transferencia de calor el libro *Air-Cooled Automobile Engines*, Julius Mackerle, The Institute of Mechanical Engineers<sup>10</sup> el cual hace énfasis detallado de los fenómenos de transferencia de calor en Maquinas Térmicas Alternativas de dos y cuatro tiempos enfriadas por aire.

**3.4.4.1 Transferencia de calor desde un cuerpo sólido hacia el aire.** Si una corriente de aire fluye a lo largo de una superficie de un cuerpo sólido, moléculas individuales de aire colisionan con la superficie sólida, por lo tanto, el calor es transportado desde la superficie sólida hasta la corriente de aire, el tiempo necesario para el intercambio de calor depende del flujo de la corriente de aire alrededor de la superficie del cuerpo sólido, a continuación se expresa la ecuación para la transferencia de calor por convección de Newton.

$$Q = h * A * (t_b - t_a) \quad (41)$$

Donde,  $Q$  es el calor transferido hacia el aire [W]

$h$  es el coeficiente de transferencia de calor [ $\frac{W}{m^2 * ^\circ C}$ ]

$A$  es el área superficial expuesta al flujo [ $m^2$ ]

$t_b$  es la temperatura superficial del cuerpo [ $^\circ C$ ]

$t_a$  es la temperatura media del aire [ $^\circ C$ ]

La ecuación de transferencia de calor puede ser aparentemente simple pero se debe recordar que el coeficiente de transferencia de calor  $h$  se establece con cierto nivel de dificultad.

---

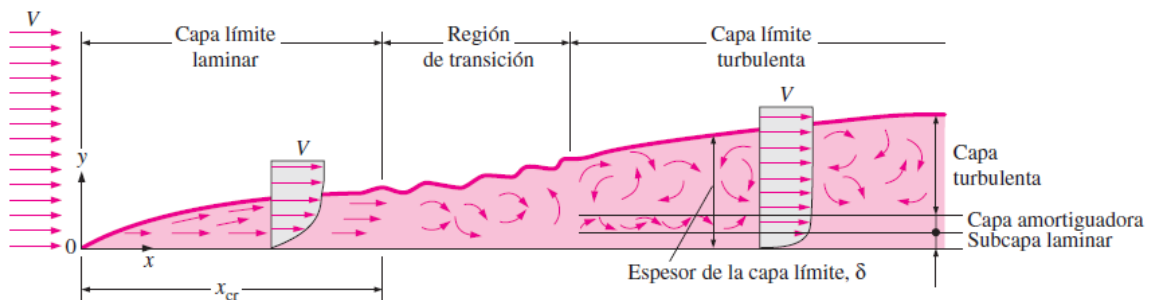
<sup>10</sup> MACKERLE, *Air-Cooled automotive engines*. Editorial Charles Griffin & Company Ltda, London. 1972.

El coeficiente de transferencia de calor desde una superficie sólida a un medio gaseoso es función de varias variables, tales como forma y dimensión de la superficie, dirección y velocidad del flujo del gas refrigerante, la temperatura, densidad, viscosidad, calor específico y conductividad térmica del gas.

Las ecuaciones diferenciales que expresan la transferencia de calor han sido exitosamente desarrolladas únicamente para hipótesis extremadamente simplificadas, métodos empíricos tampoco han demostrado resultados satisfactorios debido a la existencia de muchas variables, por lo tanto ha sido casi imposible establecer correlaciones válidas.

En estudios teóricos se ha despreciado la viscosidad del medio (aire) y la velocidad del flujo es asumida como igual a lo largo de toda la sección transversal de la corriente. Debido a la viscosidad del aire la velocidad de la corriente disminuye a lo largo de la dirección normal a la superficie sólida hasta ser cero en la interface. A este fenómeno se le denomina capa límite de flujo.

Figura 49. Desarrollo de la capa límite para el flujo sobre una placa plana y los diferentes regímenes de flujo.



Fuente: YUNUS A. CENGEL, Transferencia de calor y masa; Segunda edición, 339 p.

En la figura 49 se puede apreciar el perfil de distribución de velocidades y el régimen del flujo correspondiente a varias distancias  $x$  desde el inicio de la superficie del sólido, el perfil o curva de velocidades es obtenido mediante la

representación gráfica real de las velocidades  $v$  en la capa límite contra las distancias  $x$  a partir de la superficie del sólido.

La ley de Newton de fricción interna en un medio determina los esfuerzos cortantes que actúan entre dos capas adyacentes a una distancia  $x$  dada de la superficie. El esfuerzo tangencial es inversamente proporcional al gradiente del perfil de velocidades.

$$\tau = \mu * \frac{dv}{dx} \quad (42)$$

Donde  $\tau$  es la fuerza tangencial:

$\mu$  es el coeficiente de viscosidad

$\frac{dv}{dx}$  es la relación del cambio de velocidad  $v$  sobre  $x$  y  $x = \frac{1}{\tan\theta}$

$\tan\theta$  es el gradiente del perfil de velocidad en una distancia  $x$

Al igual que los fenómenos de transferencia de calor por convección, la viscosidad es también físicamente una propiedad que produce un proceso de disipación el cual se basa en el movimiento de las moléculas entre dos capas adyacentes. Si el flujo en la capa límite se caracteriza por presentar capas individuales de un medio deslizándose una sobre la otra y despreciando la transferencia de moléculas entre cada una de las capas, tenemos el caso de flujo en régimen laminar.

En este caso la transferencia de calor desde una capa fija hacia la adyacente en una dirección normal al flujo de la corriente únicamente es posible mediante la conducción, el volumen del flujo en régimen laminar determina el grosor de la capa límite en la cual el calor es transferido desde la superficie sólida hacia la corriente de flujo completamente por convección. La transferencia de calor desde la superficie del cuerpo sólido hacia el aire es directamente proporcional a la

superficie de fricción. Esta relación puede ser expresada mediante la siguiente ecuación.

$$Q_1 = \frac{P * C_p * g}{v_m} * (t_b - t_a) \quad [W/m^2 * s] \quad (43)$$

Donde  $Q_1$  es el calor transferido desde un área superficial de un metro cuadrado por segundo hacia el aire

$P$  es la fuerza de fricción por cada metro cuadrado de superficie

$C_p$  es el calor específico del aire

$V_m$  es la velocidad media del flujo

Según la ecuación (44) se tiene que a una velocidad de flujo dado  $V_m$  y a un diferencial de temperatura  $(t_b - t_a)$  el calor transferido depende de la fricción superficial  $P$ .

En la mayoría de los casos la fricción superficial se puede expresar por la ecuación

$$P = k * \rho * v_m^2 \quad [N] \quad (44)$$

donde  $\rho = \frac{\gamma}{g}$  es la densidad del aire [ $Kg/m^3$ ]

$\gamma$  es la gravedad específica del aire

$g$  es la aceleración gravitacional [ $m/s^2$ ]

$k$  es una constante hallada experimentalmente

Al sustituir  $P$  en la ecuación (44) el valor del calor transferido queda expresado como

$$Q_1 = k * \rho * c_p * v_m * (T_b - T_a) \quad [W] \quad (45)$$

**3.4.1.2 Clasificación y grosor de la capa límite.** Existen varios tipos de capa límite. En el flujo laminar, en el cual las capas se deslizan unas sobre otras en forma paralela a la superficie del sólido, la capa límite se presenta muy cercana al sólido, el movimiento de las moléculas en dirección normal a la dirección del flujo puede ser despreciada; y por lo tanto, la transferencia de calor en la zona del flujo laminar es insatisfactoria.

Al presentarse irregularidades en los movimientos transversales y comportamiento errático de las moléculas que toma lugar en la capa, el flujo se convierte en inestable y es llamado flujo turbulento, con este tipo de flujo un mayor intercambio de moléculas toma lugar entre la zona cercana a la superficie y el flujo principal por lo tanto la transferencia de calor superficial se considera mejor en comparación al flujo laminar.

El grosor de la capa límite se incrementa gradualmente a partir del borde o inicio de la superficie del sólido. El flujo de la capa límite es laminar. A una cierta distancia del borde inicial el grosor de la capa límite se incrementa repentinamente. El incremento abrupto del grosor de la capa límite es relacionado con la transición de un flujo laminar a un flujo turbulento, la transición ocurre cuando el número de Reynolds alcanza valores  $Re \approx 2 \text{ ó } 3 \times 10^5$ .

El número de Reynolds está dado por la expresión número 46.

$$Re = \frac{v_m * l}{\nu} \quad (46)$$

Donde:  $v_m$  es la velocidad media del aire [m/s]

$l$  es la longitud característica de la superficie [m]

$\nu$  es la viscosidad cinemática del aire,  $\nu = \frac{\mu}{\rho}$  [ $\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$ ]

$\mu$  es la viscosidad absoluta del aire [ $\text{Pa} \cdot \text{s}$ ]

$\rho$  es la densidad del aire [ $\text{Kg}/\text{m}^3$ ]

El grosor de la capa límite es pequeño y depende de la velocidad y viscosidad cinemática del aire. El grosor  $\vartheta$  de la capa límite aumenta con la raíz cuadrada de la longitud la cual corresponde a una parábola. El número de Reynolds para una distancia dada es hallado a partir de la ecuación para flujo laminar.

$$\vartheta_{lam} = 5.5 * \frac{l}{Re} = 5.5 * \sqrt{\frac{V * l}{\rho * v_m}} \quad (47)$$

Y para el flujo turbulento mediante la ecuación 48 (48)

$$\vartheta_{turb} = 0.37 * l * Re^{-\frac{1}{5}};$$

En una capa límite turbulenta la velocidad del aire cambia rápidamente a medida que se aproxima a la superficie del sólido y la variación se hace gradualmente más lenta en la dirección del flujo de aire.

En el caso del flujo turbulento las principales diferencias de condiciones con respecto al flujo laminar son las siguientes:

1. La fricción superficial con flujo turbulento es mayor con respecto al flujo laminar.
2. El grosor de la capa límite es mayor en comparación con el caso del flujo laminar y crece a mayor velocidad con la distancia a partir del borde de inicio.
3. La velocidad se incrementa con la distancia superficial del sólido más rápidamente que en el caso del flujo laminar.

El coeficiente de fricción se puede calcular a partir de la ecuación de von Karman.

$$c_{fturb} = 0.074 * Re_x^{-0.2} - A * Re_x^{-1} \quad (49)$$

donde, A es el área [mm]

**3.4.1.3 Coeficiente de transferencia de calor superficial.** La cantidad de calor transferido desde una superficie de un cuerpo sólido hacia los alrededores dentro de una hora está dada por la ecuación de la convección de Newton.

$$\dot{Q} = h * A * (t_b - t_a) \text{ [W/h]} \quad (50)$$

El coeficiente de transferencia de calor superficial  $h$  depende de muchas variables, y no puede ser expresado por una simple ecuación matemática. Por esto es de vital importancia hallar valores para este coeficiente bajo condiciones similares a las que prevalecen en el caso de análisis y aplicarlas de acuerdo a sus grados de similitud.

A través de mediciones exhaustivas llevadas a cabo en laboratorios se pudo determinar correlaciones que se aproximaban a los valores del coeficiente de transferencia de calor superficial, mediante la ecuación 51.

$$h = 1.18 * (1 + 0.0075 * T_m) * v_m^{0.73} \text{ [W/m}^2\text{h}^\circ\text{C]} \quad (51)$$

Donde,  $T_m$  es la media aritmética de la temperatura absoluta de la superficie de la aleta y el aire. [K]

$v_m$  es la velocidad del aire en  $m/h$ .

La correlación del coeficiente de transferencia de calor superficial y la temperatura absoluta fue establecida mediante mediciones a una temperatura de aire constante de 15°C y temperaturas de aletas de entre 105°C y 155°C. Un

incremento de la temperatura de 50°C, significa un incremento del factor de temperatura, desde 3.50 hasta 3.68.

**3.4.2 Transferencia de calor desde gases calientes hacia las paredes del cilindro.** El calor transferido desde los productos de combustión hacia las paredes del cilindro es la base del cálculo para la refrigeración del motor, el estado del balance térmico requiere que la cantidad de calor removido de las paredes del cilindro sea igual a la cantidad que converge en él. La transferencia de calor desde los gases a las paredes está determinada por la ecuación de Newton.

$$\dot{Q} = h * \Delta T * A \text{ [W/h]} \quad (52)$$

La transferencia de calor desde los gases calientes hacia las paredes de un cilindro de un motor de combustión interna ocurren bajo condiciones mucho más complicadas que aquellas existentes con un flujo de aire regular a lo largo de una pared sólida. Básicamente el coeficiente de transferencia de calor por convección depende de la presión específica, peso específico y calor específico del gas así como la velocidad del gas y la rugosidad de la pared superficial. Para cálculos más exactos se deben tener en cuenta factores como el coeficiente de transferencia de calor  $h_r$ .

Mediante mediciones experimentales se ha logrado determinar que únicamente entre el 2-6% del calor generado se transmite mediante radiación, por lo tanto, para cálculos futuros la radiación no se considera.

El coeficiente de transferencia de calor para una pared cilíndrica es difícil de medir. La influencia de la velocidad del gas es de gran importancia para los cálculos del coeficiente de transferencia de calor y es muy difícil de establecer, para diferentes velocidades en diferentes ubicaciones de la pared, por lo tanto, no se puede medir mediante métodos convencionales. Más aún, la presión del gas en

el cilindro varia en un amplio rango y su efecto sobre la densidad y coeficiente de transferencia se debe tener en cuenta. La ecuación más conocida para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor contiene relaciones entre presiones de gas  $p$  [kgf/cm<sup>2</sup>], temperatura absoluta del gas  $T$  [K], temperatura absoluta de las paredes del cilindro  $T_c$  [K] y la velocidad media del émbolo  $c_m$  [m/s].

La cantidad de calor transferida a una pared cilíndrica en un intervalo de tiempo  $dt$  se determina mediante:

$$dQ = h * A * (T - T_c) dt [W] \quad (53)$$

En donde, de acuerdo a Nusselt, el coeficiente de transferencia de calor se puede calcular mediante:

$$h = 0.99 * (1 + 1.24c_m) * \sqrt[3]{p^2 * T} [W/m^2\text{°C}] \quad (54)$$

Esta ecuación únicamente es válida para velocidades medias del émbolo máximas de 5 m/s (16 ft/s). El factor de transferencia de calor es en gran medida influenciado por la turbulencia de los gases en el cilindro, autores como Nusselt, Jacklisch y otros han asumido que la intensidad de la turbulencia depende de la velocidad media del émbolo. La turbulencia en motores a gasolina depende ampliamente del tamaño del área entre la cabeza del cilindro y el émbolo.

De acuerdo a Briling la influencia de la turbulencia en el coeficiente de transferencia de calor puede ser expresado mediante la fórmula (55).

$$h = 0.99 * (1 + d + 0.185 * c_m) * \sqrt[3]{p^2 * T} [W/m^2\text{°C}] \quad (55)$$

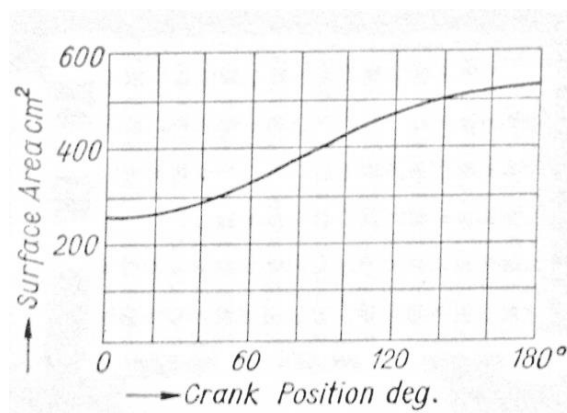
Donde  $d$  es cero para motores a gasolina y  $d$  es igual a 1.45 para motores de ignición por compresión, es evidente que  $d$  varia para diferentes tipos de cámaras de combustión, y, para un motor enteramente diseñado de cero puede ser determinado únicamente, de manera aproximada, de acuerdo a la teoría de

similitud, según experimentos llevados a cabo por Bryzov en diferentes tipos de motores se obtuvieron los siguientes resultados:  $d$  es igual a 3.5 para motores de 140 mm de diámetro del cilindro a 800 rpm y  $d$  es igual a 4.2 para diámetros de cilindro de 100 mm a una velocidad de 1100 rpm.

Otros factores presentes en las diferentes superficies expuestas que dificultan el cálculo del coeficiente de transferencia de calor son: las diferentes temperaturas en las paredes de la cámara de combustión, paredes del cilindro, caras del émbolo y válvulas; el efecto aislante de la película de aceite lubricante en las paredes del cilindro y el mismo efecto que producen depósitos de carbón en las paredes de la cámara de combustión y el émbolo.

La variación del área cilíndrica es más fácil de determinar a partir de las dimensiones conocidas del motor. El área superficial de los cilindros se muestra en función de la posición del cigüeñal en la figura 50 la curva representa las condiciones de un motor de las siguientes características: diámetro del cilindro 82.55 mm, carrera del émbolo 108 mm, relación de compresión 5.4:1.

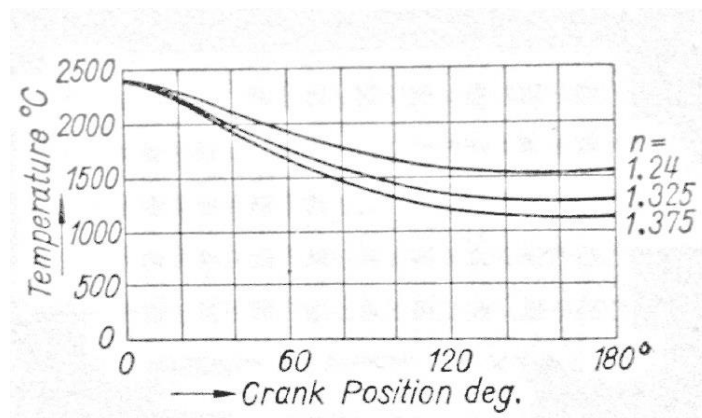
Figura 50. Área superficial del cilindro expuesta a los gases calientes en función del ángulo de rotación del cigüeñal.



Fuente: J. MACKERLE, Air-Cooled automotive engines, 62 p

Las temperaturas de los gases y de las paredes del cilindro deben ser establecidas como datos para el cálculo de los diferenciales de temperatura, para una determinación más acertada de la temperatura de los gases se deben considerar los diferentes exponentes  $n$  de la compresión politrópica y curvas de expansión, véase la figura 51.

Figura 51. Relación de las temperaturas del gas durante el recorrido de expansión con respecto al ángulo de rotación del cigüeñal para diferentes exponentes  $n$

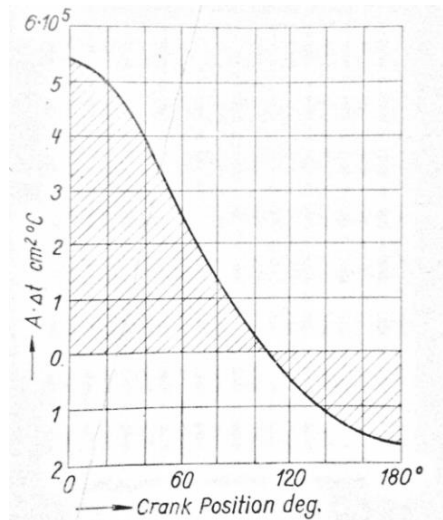


Fuente: J. MACKERLE, Air-Cooled automotive engines, 62 p

Existen grandes dificultades para determinar la temperatura media de las paredes del cilindro. La temperatura media de las paredes varía a lo largo del recorrido del émbolo a medida que secciones más frías del área superficial quedan descubiertas por el émbolo, y las temperaturas de las paredes de la cámara de combustión también varían dentro de un pequeño rango. Por lo tanto la temperatura media de las paredes del cilindro se determina a partir de estimaciones prácticas y mediciones experimentales. Si la temperatura máxima de los gases durante la combustión es de 1500°C la correspondiente temperatura media de las paredes del cilindro es 150°C. Una fluctuación de este valor dentro del rango de  $\pm 28^\circ\text{C}$  representa un error de  $\pm 2\%$  en la transferencia de calor calculada lo cual se puede tomar como una aproximación lo suficientemente acertada.

Al determinarse el área superficial y el delta de temperaturas, es posible realizar un diagrama de estos valores. El producto de ambos valores se grafica contra la posición del ángulo de giro del cigüeñal durante el ciclo de compresión, se muestra en la figura 52.

Figura 52. Perdida de calor durante el proceso de compresión.

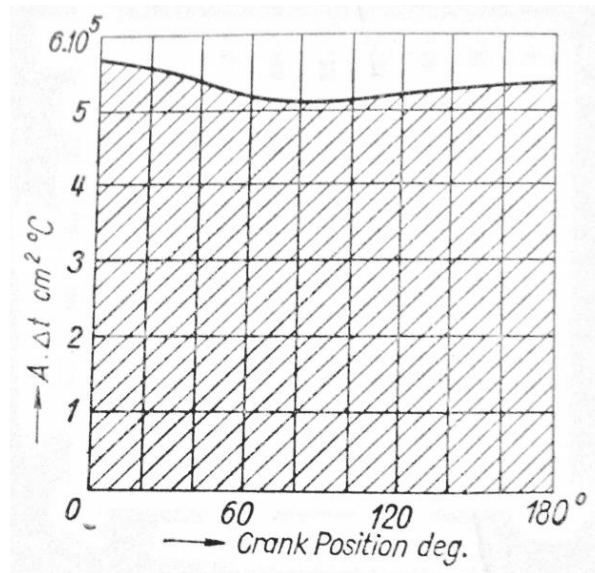


Fuente: J. MACKERLE, Air-Cooled automotive engines, 63 p

Al comienzo del ciclo de compresión la mezcla de aire combustible es más fría que las paredes del cilindro, por lo tanto, la transferencia de calor es negativa, lo cual significa que el calor es dirigido desde las paredes hacia la mezcla. La transferencia de calor promedio a lo largo del ciclo completo es positiva lo cual se traduce en pérdidas de calor durante la compresión.

Durante el ciclo de expansión, con un coeficiente de transferencia de calor constante, en la figura 53 se muestra la cantidad de calor total removida durante dicho ciclo. Es evidente que el producto del área superficial y la temperatura permanece prácticamente constante durante el ciclo de expansión debido a que la caída de temperatura de los gases de expansión es compensada por el incremento del área superficial del cilindro.

Figura 53. Perdida de calor durante el ciclo de expansión.



Fuente: J. MACKERLE, Air-Cooled automotive engines, 64 p

La transferencia de calor es proporcional a las pérdidas por fricción en la capa límite y se representa por el número de moléculas difundidas por unidad de tiempo, en otras palabras, el producto de la velocidad de la masa y la densidad. Para cálculos de transferencia de calor más precisos se debe considerar el coeficiente de transferencia  $h$  como dependiente de la velocidad y la densidad del gas. Esto es importante para las condiciones de combustión en el punto muerto superior donde  $h$  es evidentemente más grande que durante el proceso de expansión. El coeficiente de transferencia de calor se determina mediante la ecuación 56.

$$h = \alpha(n\eta_v)^{0.526} \text{ [W/m}^2\text{°C]} \quad (56)$$

Donde:  $n$  es la velocidad del motor en rpm

$\eta_v$  es la eficiencia volumétrica

$\alpha$  es una constante que tiene un valor de 5.762

Con el fin de reducir al mínimo las pérdidas de calor por refrigeración, la relación del área superficial y el volumen de la cámara de combustión debe ser tan pequeña como sea posible. La mejor manera de cumplir con esta condición es mediante una cámara de combustión hemisférica la cual tiene las ventajas adicionales de contar con espacios suficientes para válvulas más grandes, de ser necesario, buenas condiciones de flujo a través de las válvulas, etc. En cámaras de combustión planas, particularmente con válvulas laterales, las pérdidas de calor por transferencia hacia las paredes son siempre considerables lo cual reduce la eficiencia general del motor e incrementa el consumo específico de combustible.

El requerimiento de pequeñas áreas superficiales también se aplica para los émbolos y las válvulas. Ocurren menores pérdidas de calor con émbolos de cabeza plana. Un émbolo de cara convexa transmite más calor; su temperatura es mayor en los anillos del émbolo y por lo tanto incrementan los esfuerzos térmicos. Esta es una de las razones de la creciente popularidad de émbolos convexos o con deflectores en motores de dos tiempos.

El segundo factor que se debe tener en cuenta para determinar la transferencia de calor desde los gases calientes hacia las paredes del cilindro es la turbulencia. Una alta turbulencia en la mezcla de aire-combustible (A/C) durante la combustión causa una mayor transferencia de calor hacia las paredes de la cámara de combustión. Una transferencia de calor mayor tiene efectos positivos durante el ciclo de compresión, reduciendo las temperaturas hacia el final del ciclo de compresión y aplicando una mayor relación de compresión. Por otro lado, si se tienen grandes pérdidas de calor esto conlleva a consumos específicos de combustible mayores y mayores dimensiones de los radiadores.

**3.4.2.1 Efectos de la calidad superficial del cilindro sobre la cantidad de calor removido.** Es bien conocido que una superficie metálica pulida no absorbe calor de la misma forma que una rugosa. La superficie de la cámara de

combustión deberá ser tan lisa como sea posible. Un buen maquinado de la cámara de combustión se traduce en pérdidas de calor más pequeña y en ventajas adicionales de mantenimiento y relaciones de compresión más exactas en los cilindros del motor. En cámaras de combustión fabricadas mediante fundición para motores tradicionales de ignición por chispa con desplazamientos mayores a 500cc la tolerancia permisible es de  $\pm 1.6$ cc para motores con relaciones de compresión mayores a 8.

En motores refrigerados por aire cada cabezal del cilindro es fundido por separado lo cual involucra una mayor precisión a tener en cuenta. Cámaras de combustión fundidas en moldes de acero poseen formas muy exactas y gran precisión en el volumen de la misma, el cual puede ser garantizado mediante un posterior maquinado. Las cámaras de combustión fabricadas en moldes de acero poseen, aparte de superficies muy lisas, la ventaja de permitir formas térmicamente deseables sin que se presenten problemas de maquinado.

Una capa de carbono depositada en las superficies de la cámara de combustión reduce la transferencia de calor y por consecuencia se obtiene un incremento de temperaturas en la superficie interna. En estos casos se requieren combustibles con altos niveles de octanaje y la eficiencia volumétrica puede ser reducida debido a las altas temperaturas del aire que se induce.

La cantidad de calor transferido a través de una pared de hierro es menor que la cantidad de calor a través de una pared de aluminio sin embargo esta desventaja no compensa las demás ventajas a la hora de utilizar hierro como material para pistones y cabezas de cilindros.

**3.4.2.2 Efectos de la carga en el motor sobre la transferencia de calor hacia las paredes de los cilindros.** La transferencia de calor hacia las paredes

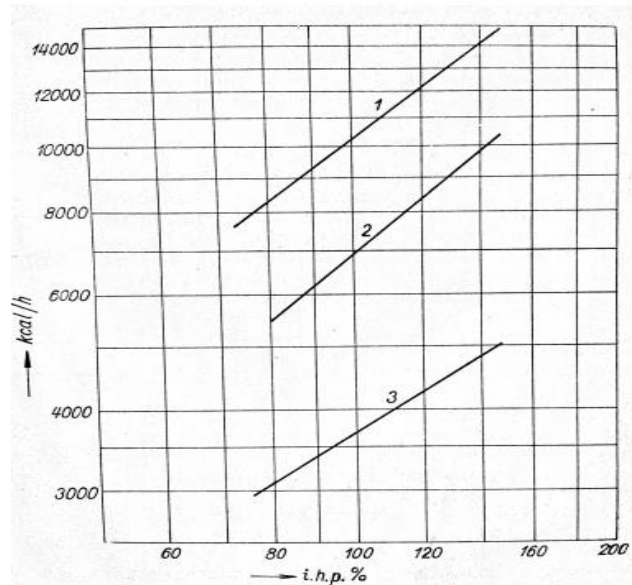
del cilindro también depende de la carga sobre el motor. La máxima cantidad de calor es liberada en los cilindros de los motores cuando estos corren a la carga máxima cuando su temperatura de combustión es muy alta. En motores que operan a menos de su carga máxima, la cantidad de calor liberado y temperatura de los gases es más baja. Como consecuencia de esto, menor calor es transferido hacia las paredes de la cámara de combustión y los cilindros.

Si se emplean supercargadores para incrementar la potencia entregada por el motor a una cantidad de combustible constante, la temperatura es directamente proporcional a las cargas de presión debido al incremento en el suministro de aire.

A una carga de presión de  $0.37 \text{ kgf/cm}^2$  (280 mmHg) la cantidad de combustible se puede incrementar en cerca de un 18%, sin el peligro de incremento en la temperatura, y por consecuencia, de cargas térmicas en el motor. Por lo tanto, la cantidad de calor removido desde el cilindro por el refrigerante no se incrementa pero una mayor cantidad de calor será transportada por los gases de escape. Sin embargo, la temperatura de los gases de escape no necesariamente será incrementada debido a que el volumen de aire de circulación es mayor. La relación entre el calor removido por el refrigerante y la carga del motor se muestra en la figura 54.

El diagrama de la figura 54 muestra la cantidad de calor transferido hacia la culata de un motor enfriado por aire, a partir de este diagrama se puede observar que la cantidad de calor transferido varía lentamente a medida que se aumenta la carga térmica sobre las paredes del cilindro. La línea 1 del diagrama representa la cantidad de calor total transferido en función de  $(i.h.p)^{0.95}$ , La línea 2 del diagrama representa la cantidad de calor total transferido en función de  $(i.h.p)^{1.04}$ , La línea 3 del diagrama representa la cantidad de calor total transferido en función de  $(i.h.p)^{0.8}$

Figura 54. Distribución del calor en una culata y cilindro en relación con la potencia de rendimiento indicada.



Fuente: J. MACKERLE, Air-Cooled automotive engines, 87 p

**3.4.2.3 Efecto de la velocidad del motor sobre la cantidad de calor transferido.** La temperatura de la culata y del cilindro del motor se eleva más rápido con un incremento en la velocidad del motor. El calor removido por los gases de escape es mayor a velocidades más altas mientras que el calor removido por el refrigerante disminuye. Este efecto ocurre debido al corto tiempo de contacto entre los gases calientes y las paredes del cilindro a altas temperaturas. La cantidad total de calor removido no es directamente proporcional al incremento de la velocidad si no en una proporción cercana al 65% de la potencia. A rangos más bajos de velocidad la transferencia de calor es proporcional entre el 70% y el 80% de la potencia en el incremento de la velocidad; a altas velocidades este porcentaje se reduce. Si la presión media efectiva se disminuye debido al incremento de la velocidad, la transferencia de calor hacia las paredes puede permanecer constante incluso con un incremento de la velocidad.

En motores de baja velocidad, la transferencia de calor hacia las paredes de los cilindros se calcula a partir de la siguiente ecuación:

$$dQ = h * A * (T - T_w)dt \quad (57)$$

Donde,  $h$  se determina mediante  $h = 0.0224 * 228.3^n p^n T^{1-n} (1 + 1.24c_m)$

$p$  es la presión del gas [Pa]

$T$  es la temperatura absoluta del gas [°C]

$T_w$  es la temperatura de las paredes [°C]

$A$  es el área superficial de contacto con los gases calientes [m<sup>2</sup>]

$t$  es el tiempo [seg]

$c_m$  es la velocidad media del émbolo [m/seg]

$n$  es el exponente que de acuerdo a Nusselt es igual a 2/3, de acuerdo a Jacklisch es igual a 0.44 y varía de acuerdo a la temperatura del gas durante el ciclo, el cual va desde 273°K hasta 3000°K.

La transferencia de calor hacia las paredes de los cilindros no está influenciada por el diámetro del cilindro. La carga térmica en las paredes de cilindros de gran diámetro no varía en comparación con cilindros de diámetro pequeño. En cuanto al enfriamiento óptimo de la culata y el cilindro, la refrigeración de motores grandes depende de la dirección de la corriente de aire de enfriamiento

**3.4.3 Transferencia de calor a través de las paredes del cilindro.** El calor transferido desde los productos de combustión hacia las paredes del cilindro es conducido hacia la superficie exterior del cilindro y posteriormente se dirige directamente hacia el fluido de enfriamiento. El gradiente de temperatura en las

paredes del cilindro depende de la conductividad térmica del material del cual están fabricados el cilindro y la culata.

La propagación del calor en las paredes del cilindro no ocurre únicamente en la dirección radial, sino también en las direcciones axiales y tangenciales. La dirección del flujo de calor depende del grosor de las paredes del cilindro, de la conductividad térmica del material de las paredes del cilindro y de la distribución del calor a lo largo del cilindro.

En un cilindro cuyas paredes sean delgadas el flujo tangencial es más pequeño debido a una distribución de temperaturas más favorable y a la baja conductividad térmica del hierro.

La conductividad térmica se expresa mediante el siguiente coeficiente, el cual posteriormente determina la transferencia de calor.

$$k = \frac{Q}{A * \left(\frac{\Delta t}{l}\right)} \quad (58)$$

La conductividad térmica indica la cantidad de calor que es transferida en una unidad de tiempo a través de una unidad de área a una diferencia de temperatura de 1°C por unidad del grosor de pared de 1 m.

En la tabla 6 y 7 se muestran las propiedades térmicas de algunas sustancias y metales.

Tabla 6. Propiedades térmicas de algunas sustancias

Masa molar, gas constante y calores específicos de ciertas sustancias

Sustancia	Masa molar $M$ , kg/kmol	Gas Constante $R$ , kJ/kg · K*	Calores específicos a 25°C		
			$c_p$ , kJ/kg · K	$c_v$ , kJ/kg · K	$k = c_p/c_v$
Aire	28.97	0.2870	1.005	0.7180	1.400
Amoniaco, NH <sub>3</sub>	17.03	0.4882	2.093	1.605	1.304
Argón, Ar	39.95	0.2081	0.5203	0.3122	1.667
Bromo, Br <sub>2</sub>	159.81	0.05202	0.2253	0.1732	1.300
Isobutano, C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	58.12	0.1430	1.663	1.520	1.094
<i>n</i> -Butano, C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	58.12	0.1430	1.694	1.551	1.092
Carbono, bióxido de, CO <sub>2</sub>	44.01	0.1889	0.8439	0.6550	1.288
Carbono, monóxido de, CO	28.01	0.2968	1.039	0.7417	1.400
Cloro, Cl <sub>2</sub>	70.905	0.1173	0.4781	0.3608	1.325
Clorodifluorometano (R-22), CHClF <sub>2</sub>	86.47	0.09615	0.6496	0.5535	1.174
Etano, C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	30.070	0.2765	1.744	1.468	1.188
Etileno, C <sub>2</sub> H <sub>4</sub>	28.054	0.2964	1.527	1.231	1.241
Fluoruro, F <sub>2</sub>	38.00	0.2187	0.8237	0.6050	1.362
Helio, He	4.003	2.077	5.193	3.116	1.667
<i>n</i> -Heptano, C <sub>7</sub> H <sub>16</sub>	100.20	0.08297	1.649	1.566	1.053
<i>n</i> -Hexano, C <sub>6</sub> H <sub>14</sub>	86.18	0.09647	1.654	1.558	1.062
Hidrógeno, H <sub>2</sub>	2.016	4.124	14.30	10.18	1.405
Kriptón, Kr	83.80	0.09921	0.2480	0.1488	1.667
Metano, CH <sub>4</sub>	16.04	0.5182	2.226	1.708	1.303
Neón, Ne	20.183	0.4119	1.030	0.6180	1.667
Nitrógeno, N <sub>2</sub>	28.01	0.2968	1.040	0.7429	1.400
Óxido nítrico, NO	30.006	0.2771	0.9992	0.7221	1.384
Nitrógeno, bióxido de, NO <sub>2</sub>	46.006	0.1889	0.8060	0.6171	1.306
Oxígeno, O <sub>2</sub>	32.00	0.2598	0.9180	0.6582	1.395
<i>n</i> -Pentano, C <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	72.15	0.1152	1.664	1.549	1.074
Propano, C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	44.097	0.1885	1.669	1.480	1.127
Propileno, C <sub>3</sub> H <sub>6</sub>	42.08	0.1976	1.531	1.333	1.148
Agua, H <sub>2</sub> O	18.015	0.4615	1.865	1.403	1.329
Sulfuro, bióxido de, SO <sub>2</sub>	64.06	0.1298	0.6228	0.4930	1.263
Tetraclorometano, CCl <sub>4</sub>	153.82	0.05405	0.5415	0.4875	1.111
Tetrafluoroetano (R-134a), C <sub>2</sub> H <sub>2</sub> F <sub>4</sub>	102.03	0.08149	0.8334	0.7519	1.108
Trifluoroetano (R-143a), C <sub>2</sub> H <sub>3</sub> F <sub>3</sub>	84.04	0.09893	0.9291	0.8302	1.119
Xenón, Xe	131.30	0.06332	0.1583	0.09499	1.667

\*La unidad kJ/kg · K es equivalente a kPa · m<sup>3</sup>/kg · K. La constante de gas se calcula de  $R = R_u/M$ , donde  $R_u = 8.31447$  kJ/kmol · K como el gas constante universal y  $M$  la masa molar.

Fuente: YUNUS A. CENGEL, Transferencia de calor y masa; Tercera edición, 718 p.

Tabla 7. Propiedades térmicas de algunos metales

Propiedades de metales sólidos						Propiedades a varias temperaturas (K), k(W/m · K)/c <sub>p</sub> (J/kg · K)					
Composición	Punto de fusión, K	Propiedades a 300 K									
		$\rho$ kg/m <sup>3</sup>	$c_p$ J/kg · K	$k$ W/m · K	$\alpha \times 10^6$ m <sup>2</sup> /s	100	200	400	600	800	1 000
<b>Aluminio:</b>											
Puro	933	2 702	903	237	97.1	302	237	240	231	218	
Aleación 2024-T6 (4.5% Cu, 1.5% Mg, 0.6% Mn)	775	2 770	875	177	73.0	482	798	949	1 033	1 146	
Aleación 195, fundido (4.5% Cu)		2 790	883	168	68.2	473	787	925	1 042		
Berilio	1 550	1 850	1 825	200	59.2	990	301	161	126	106	90.8
Bismuto	545	9 780	122	7.86	6.59	203	1 114	2 191	2 604	2 823	3 018
Boro	2 573	2 500	1 107	27.0	9.76	112	120	127			
Cadmio	594	8 650	231	96.8	48.4	190	55.5	16.8	10.6	9.60	9.85
Cromo	2 118	7 160	449	93.7	29.1	128	600	1 463	1 892	2 160	2 338
Cobalto	1 769	8 862	421	99.2	26.6	203	99.3	94.7			
<b>Cobre:</b>											
Puro	1 358	8 933	385	401	117	198	222	242			
Bronce comercial (90% Cu, 10% Al)	1 293	8 800	420	52	14	252	356	397	417	433	451
Bronce al fósforo para engranes (89% Cu, 11% Sn)	1 104	8 780	355	54	17	785	160	545			
Latón para cartuchos (70% Cu, 30% Zn)	1 188	8 530	380	110	33.9	41	65	74			
Constantán (55% Cu, 45% Ni)	1 493	8 920	384	23	6.71	75	95	137	149		
Germanio	1 211	5 360	322	59.9	34.7	360	395	425			
Oro	1 336	19 300	129	317	127	232	96.8	43.2	27.3	19.8	17.4
Iridio	2 720	22 500	130	147	50.3	190	290	337	348	357	375
<b>Hierro:</b>											
Puro	1 810	7 870	447	80.2	23.1	327	323	311	298	284	270
Armco (99.75% puro)		7 870	447	72.7	20.7	109	124	131	135	140	145
Aceros al carbono:						172	153	144	138	132	126
Simple al carbono (Mn $\leq$ 1%, Si $\leq$ 0.1%)		7 854	434	60.5	17.7	90	122	133	138	144	153
AISI 1010		7 832	434	63.9	18.8						
Al carbono-silicio (Mn $\leq$ 1%, 0.1% < Si $\leq$ 0.6%)		7 817	446	51.9	14.9						
						134	94.0	69.5	54.7	43.3	32.8
						216	384	490	574	680	975
						95.6	80.6	65.7	53.1	42.2	32.3
						215	384	490	574	680	975
								56.7	48.0	39.2	30.0
								487	559	685	1 169
								58.7	48.8	39.2	31.3
								487	559	685	1 168
								49.8	44.0	37.4	29.3
								501	582	699	971

Fuente: YUNUS A. CENGEL, Transferencia de calor y masa; Tercera edición, 720 p.

La cantidad de calor transferido a través de una pared plana se determina como:

$$Q = \frac{k}{\delta} * \Delta T * A \quad (59)$$

donde, A es el área superficial de la pared plana

$\delta$  es el grosor de la pared [m]

$\Delta t = (T_1 - T_2)$  es el gradiente de temperatura en la pared [°C]

$T_1, T_2$  son las temperaturas superficiales de la pared [°C]

Para una pared cilíndrica el calor transferido se denota como:

$$Q = \frac{2\pi kl}{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)} * \Delta T \quad (60)$$

Donde,  $l$  es la longitud del cilindro [m]

$r_1$  es el radio interno del cilindro [m]

$r_2$  es el radio externo del cilindro [m]

Por lo tanto, al conocer la cantidad de calor Q el gradiente de temperatura en la pared será:

$$\Delta T = \frac{Q\delta}{kA} \quad (6)$$

Para calcular el gradiente de temperatura se debe conocer la carga térmica de las paredes  $Q/A$ . Para un cálculo aproximado se asume que todo el calor es transferido a través de las superficies de la culata, cabeza del émbolo y las paredes del cilindro cuando el émbolo está situado en la mitad del recorrido.

El área total de transferencia de calor sobre las paredes externas del cilindro se determina mediante la siguiente ecuación.

$$A = \frac{2 * \pi * D^2}{4} + \pi * D * \frac{L}{2} \quad (62)$$

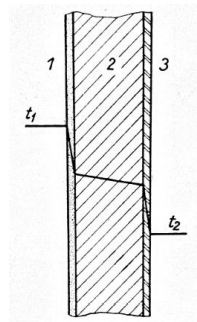
Donde, L es la carrera

D es el diámetro exterior del cilindro

El gradiente de temperatura indica la magnitud del flujo de calor. Al conocer el gradiente de temperatura es posible calcular, para un material conocido, el flujo de calor a lo largo del espesor. Si se trazan isotermas sobre la cabeza del émbolo es posible determinar el máximo flujo de calor, el cual corresponderá a la zona con mayor densidad de isotermas. La cantidad de calor se puede establecer a partir del gradiente de temperatura y la conductividad térmica de los respectivos materiales. Esto también se puede adoptar para la disposición de isotermas en la sección transversal de la culata. A partir de las diferencias de temperatura en varios puntos superficiales de la culata se puede determinar la magnitud del flujo tangencial de calor bajo ciertas condiciones.

Sin embargo, las condiciones que gobiernan la transferencia de calor a través de las paredes del cilindro son más complicadas.

Figura 55. Flujo de calor a través de las paredes del cilindro. El calor pasa primero a través de la capa de aceite, luego a través de la pared de acero y finalmente a través de la capa exterior de pintura.



Fuente: J. MACKERLE, Air-Cooled automotive engines, 77 p

En la figura 55 Se puede notar que el calor debe primero pasar a través de una película de carbón o aceite en la superficie interna de la pared del cilindro, y ser transportado posteriormente a través de las paredes del cilindro para eventualmente ser conducidas hacia el exterior mediante una capa delgada de pintura antes de ser transportado hacia el fluido de enfriamiento. Por esta razón la transferencia de calor disminuye por la pared y el coeficiente de transferencia de calor resultante  $h_x$  que se calcula a partir de la ecuación:

$$h_x = \frac{1}{\frac{1}{h_g} + \frac{\delta_1}{k_1} + \frac{\delta_2}{k_2} + \frac{\delta_3}{k_3} + \frac{1}{h_a}} \quad [\text{W/m}^2\text{h}^\circ\text{C}] \quad (63)$$

Donde,  $h_g$  es el coeficiente de transferencia de calor por convección desde los gases hacia la pared  $[\text{W/m}^2\text{°C}]$

$\delta_1$  es el grosor de la película de carbono o aceite  $[\text{m}]$

$k_1$  es el coeficiente de conductividad térmica del carbono o aceite  $[\text{W/m}^2\text{°C}]$

$\delta_2$  es el grosor de la pared del cilindro  $[\text{m}]$

$k_2$  es el coeficiente de conductividad térmica del material de la pared del cilindro  $[\text{W/m}^2\text{°C}]$

$\delta_3$  es el grosor de la capa de pintura  $[\text{m}]$

$k_3$  es el coeficiente de conductividad térmica de la pintura  $[\text{W/m}^2\text{°C}]$

$h_a$  es el coeficiente de transferencia de calor por convección desde la pared hacia el agua o el aire  $[\text{W/m}^2\text{°C}]$

A partir de esta ecuación, el coeficiente de transferencia de calor resultante  $h_x$  de la pared del cilindro puede ser calculado. De acuerdo a la ecuación número 61, a

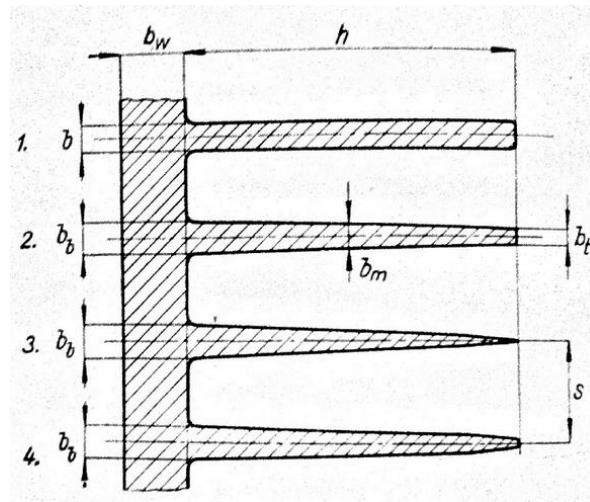
partir de una temperatura externa conocida y un diferencial de temperatura conocido, la temperatura de la superficie interior del cilindro puede ser calculada.

Es evidente que entre mayor sea el grosor de la capa de carbono y de pintura, mayor será la temperatura en la superficie interior del cilindro. Al igual que el carbono, el aceite y la pintura son pobres conductores de calor, la temperatura de la superficie interna de la pared se incrementa rápidamente hasta alcanzar el punto que cause preignición. En este caso sería necesario desmantelar el motor y remover la capa de carbono. Para limpiar la superficie exterior de un cilindro enfriado por agua se encuentran mayores dificultades, debido a la inaccesibilidad.

Por esta razón es esencial llenar el radiador, si es posible, con agua desmineralizada para reducir la capa de depósitos al mínimo. Esta dificultad no se presenta con los motores enfriados por aire, donde la superficie exterior del cilindro se encuentra fácilmente accesible. La superficie exterior del cilindro puede ser ensuciada por polvo, lodo y aceite los cuales pueden ser fácilmente removidos.

**3.4.4 Superficies aleteadas en los motores.** La remoción del calor en el exterior de la superficie del cilindro se puede mejorar mediante el uso de aletas. Las aletas pueden tener varias formas de acuerdo con los requerimientos que tienen que cumplir y el método de producción. La aleta más simple consta de una sección transversal rectangular con un grosor constante  $b$  a lo largo de su longitud  $h$ . Este tipo de aleta se ilustra en la figura 56.

Figura 56. Formas básicas de aletas.



Fuente: J. MACKERLE, Air-Cooled automotive engines, 90 p

El segundo tipo de aleta más usado es la aleta con forma trapezoidal a lo largo de su sección transversal. El grosor  $b_b$  ubicado en la base de la aleta se reduce hasta  $b_t$ , el cual corresponde al grosor de la aleta en la punta.

La aleta trapezoidal se acerca más a las condiciones ideales debido a la remoción de calor en la dirección que va desde la base hacia la punta, y el grosor de la aleta se reduce gradualmente, lo cual implica un mejor uso de material.

Las aletas de sección triangular cumplen con los requerimientos térmicos pero son difíciles de producir. En teoría, el grosor en la punta de la aleta es cero y la aleta posee una terminación cortante lo cual puede causar heridas durante el ensamblaje, también puede ser doblada o dañada fácilmente.

Las aletas de sección transversal parabólica son en teoría las mejores. Para la remoción de una cantidad de calor dada, esta sección transversal produce la aleta más liviana pero debido a las dificultades en el maquinado del perfil parabólico

estas aletas no son tan usadas. Las aletas de sección transversal rectangular y trapezoidal son más pesadas en un pequeño porcentaje.

Para propósitos prácticos, la sección transversal se calcula como una sección rectangular, teniendo un grosor equivalente al grosor medio  $b_m$  de la aleta trapezoidal. En los cálculos de las aletas rectangulares se asume una temperatura constante en la base de la aleta, lo cual implica, que la temperatura en la aleta únicamente varía dependiendo de la distancia tomada desde la base. También se asume que el coeficiente de transferencia de calor superficial a lo largo de toda el área superficial es directamente proporcional a la diferencia de temperaturas entre la aleta y el aire de los alrededores, y también, a la velocidad del flujo del aire.

Los cálculos térmicos para las condiciones superficiales de las aletas pueden ser muy complicados, por lo cual, se deben introducir algunas idealizaciones. El coeficiente de calor  $h$  no es constante a lo largo de toda el área superficial de la aleta, debido a que el flujo laminar cambia a cierta distancia a un flujo turbulento, y dicha distancia tomada a partir del borde, varía en función de la velocidad del aire. Las temperaturas del aire no serán iguales a lo largo de los espacios que hay entre las aletas debido a que los diferenciales de temperatura entre la base y la punta son diferentes y la cantidad de calor transferido hacia el aire se determina por el gradiente de temperatura.

A pesar de estas circunstancias, es preferible establecer condiciones y eficiencias aproximadas para la aleta. En estos casos la fórmula de Pye es la más adecuada. De acuerdo a Pye la diferencia de temperatura entre la superficie de la aleta y el aire a una distancia  $x$  de la base se puede calcular como:

$$\theta = \theta_0 \frac{\cosh a(x - h')}{\cosh ah} \quad (64)$$

$$\eta_f = \frac{Q}{Q_0} = \frac{\tanh ah'}{ah'} \quad (65)$$

Donde  $\theta_0$  es la diferencia de temperatura entre la base de la aleta y el aire dado en [°C]

$m$  es la altura de la aleta [m]

$m' = m * \frac{b_m}{2}$  es la altura corregida de la aleta [m]

$b_m$  es el grosor medio de la aleta [m]

$Q$  es la cantidad de calor transferido desde la aleta por unidad de tiempo [W/h]

$Q_0$  es la cantidad de calor transferido desde la aleta por unidad de tiempo a un diferencial de temperatura  $t_0$

$a$  es un cambio de variable empleada para simplificar los cálculos y equivale a  $a = \sqrt{\frac{2h}{kb_m}}$

$h$  es el coeficiente de conductividad térmica del material de la aleta [W/m<sup>2</sup>°C]

La eficiencia de la aleta es la relación que existe entre el calor realmente transferido con respecto al calor que se podría transferir si la temperatura a lo largo de la superficie de la aleta fuera constante ( $\theta_0$ ), entre más larga sea la aleta más baja será su eficiencia. Una aleta excesivamente larga posee una mala eficiencia y aumenta considerablemente el peso. Las aletas que son muy largas únicamente tienen sentido si los materiales con los que son fabricadas tienen una buena conductividad térmica, sin embargo; factores como la facilidad de

producción y la eficiencia de la aleta son los que determinan la longitud de las mismas.

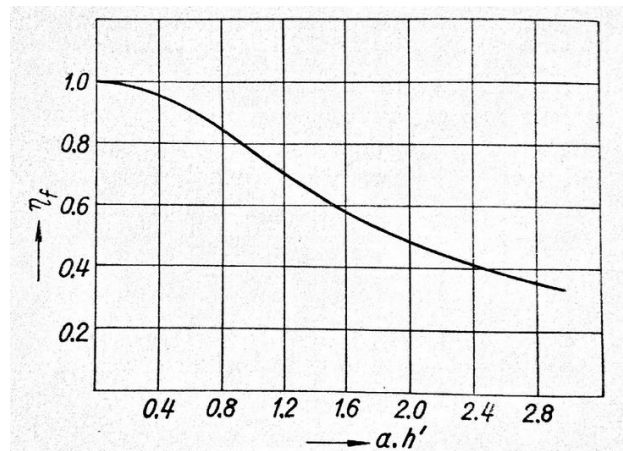
En la tabla 8 se observan algunas de las formas típicas de aletas que son utilizadas en la práctica. El diagrama de la figura 57 se ilustra la eficiencia de la aleta con respecto a la ecuación No 65.

Tabla 8. Comparación de diferentes tipos de aletas

Material	Altura[cm]	Grosor[cm]	$\Lambda$	$a = \sqrt{\frac{2h}{kb_m}}$	$h'$	$ah'$	$h_f$
Aluminio	2.5	0.23	175	0.228	2.61	0.595	0.9
acero	1.6	0.08	39	0.83	1.64	1.36	0.65
Cobre	2.54	0.05	330	0.364	2.56	0.93	0.79

Fuente: Air-Cooled automotive engines, J. Mackerle, 92 p

Figura 57. Eficiencia de aleta de acuerdo a la ecuación.



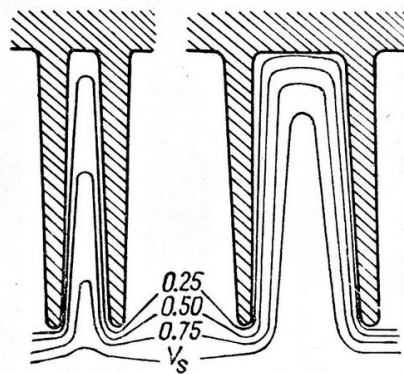
Fuente: J. MACKERLE, Air-Cooled automotive engines, 92 p

Se puede concluir que la utilización del material de fabricación de las aletas es más eficiente a medida que la aleta sea lo más delgada posible. El grosor de las aletas está limitado por factores de producción más que por las condiciones térmicas de funcionamiento, incluso en el caso del acero el cual es un material el cual posee una baja conductividad térmica.

Por lo tanto, en el momento de la fabricación, el grosor de las aletas debe ser tan delgado como la producción lo permita. El número de aletas deberá ser el mayor posible, pero el espacio entre ellas debe ser lo suficientemente grande como para asegurar un flujo satisfactorio de aire de enfriamiento.

**3.4.4.1 Espacio entre aletas.** El límite del espacio entre las aletas se determina por las condiciones de enfriamiento. En el caso de los motores de motocicletas, los cuales poseen bajas velocidades de aire de enfriamiento, el espaciado entre las aletas debe ser el suficiente como para asegurar que el flujo de aire alcance la base de las aletas. La distribución de velocidades en espaciados grandes y pequeños se puede observar en la figura 58 Sin embargo, se debe tener en cuenta que el diagrama únicamente aplica para velocidades de aire bajas y para un cilindro expuesto libremente.

Figura 58. Velocidad del aire en espacios grandes y pequeños entre aletas



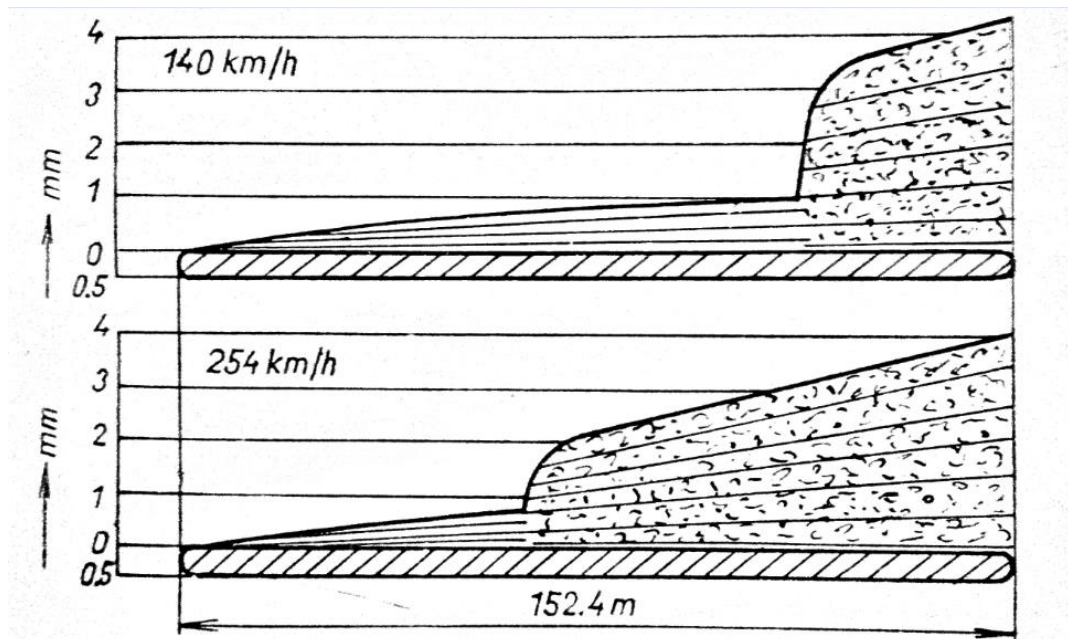
Fuente: J. MACKERLE, Air-Cooled automotive engines, 94 p

Si se dispone de un flujo de aire más fuerte para el enfriamiento, el espacio entre las aletas puede ser más reducido.

Las condiciones críticas dependen del grosor de la capa límite en la superficie de las aletas. La influencia de la capa límite sobre la eficiencia de la aleta se estableció mediante pruebas llevadas a cabo sobre aletas rectas de 152 mm de longitud, 25 mm de ancho y 0.5 mm de grosor. Los bordes frontales se expusieron cuidadosamente a flujos de aire paralelos a las aletas. Las velocidades del aire se variaron desde los 140 km/h hasta 254 km/h.

Estos experimentos comprobaron un deterioro de la eficiencia de las aletas, el cual empezaba en espaciados entre aletas por debajo de 2.5 mm. La forma de la capa límite es ilustrada en la figura 59.

Figura 59. Forma de la capa límite para velocidades de 140 y 254 km/h.

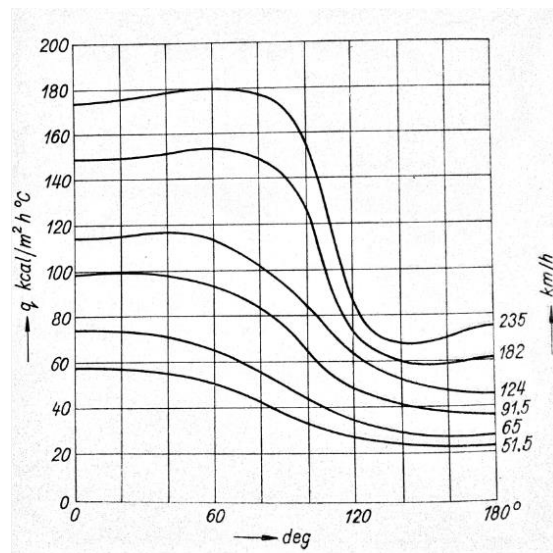


Fuente: J. MACKERLE, Air-Cooled automotive engines, 95 p

**3.4.4.2 Coeficiente superficial de transferencia de calor.** El coeficiente superficial de transferencia de calor se obtuvo mediante los experimentos de medición de Bierman, a través un cilindro calentado eléctricamente de 114.3 mm de diámetro interno y 2 mm de grosor de pared. El espaciado entre aletas era de 2.5 mm a 15 mm, el ancho de la aleta era de 9.4 mm a 37.3 mm y tenía un grosor promedio de entre 1 mm a 6.8 mm. Las temperaturas de calentamiento eléctrico fueron medidas por 24 termocuplas situadas en el cilindro y las aletas.

Los resultados obtenidos a partir de las mediciones con un solo tipo de aletas se muestran en la figura 60.

Figura 60. Valores del coeficiente de transferencia de calor  $q$  sobre la circunferencia de un cilindro.



Fuente: J. MACKERLE, Air-Cooled automotive engines, 96 p

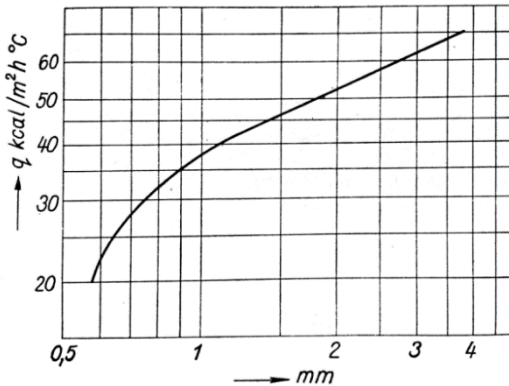
El cilindro fue expuesto libremente a un flujo de aire. La parte frontal del cilindro que encaraba la corriente de aire está marcada como 0° la parte posterior como 180°. Se puede apreciar claramente que el mayor coeficiente de transferencia de calor ocurre en la parte frontal con un rápido deterioro en la región entre 90° y

120°, particularmente a altas velocidades. Las líneas de flujo de aire sobre las aletas demuestran la ineffectividad de las mismas en la parte posterior del cilindro expuesto libremente.

- **La influencia de la altura de la aleta.** En un cilindro con aletas cortas, la velocidad media del aire sobre la superficie de las aletas es mayor, así como el coeficiente  $h$ . Diferentes pruebas llevadas a cabo en cilindros con aletas de alturas variables y espaciado entre ellas de 3.8 mm a 6.35 mm han demostrado que  $h$  disminuye rápidamente hasta una altura de 10 mm. Un incremento mayor a 10 mm de la altura de la aleta causa un pequeño deterioro en el valor de  $h$ . Las aletas utilizadas en la práctica son más grandes a 10 mm y por lo tanto se puede establecer que la altura de las aletas no tiene influencia alguna sobre el coeficiente de transferencia de calor superficial  $h$ .
- **La influencia de los espacios entre las aletas.** Si los espacios entre las aletas es muy pequeño, el flujo de aire entre ellas se deteriora, causando una interferencia entre las capas límites y como consecuencia el coeficiente superficial de transferencia de calor  $h$  también se verá deteriorado. Con espacios mayores entre aletas las condiciones de flujo mejoran y  $h$  aumenta.

En la figura 61 se ilustra la relación existente entre espacios que hay entre las aletas y el coeficiente de transferencia de calor. El coeficiente es influenciado por el espacio existente entre aletas y no tanto así por la altura o el grosor de las mismas.

**Figura 61.** Efectos de la separación entre aletas sobre el coeficiente de transferencia de calor.

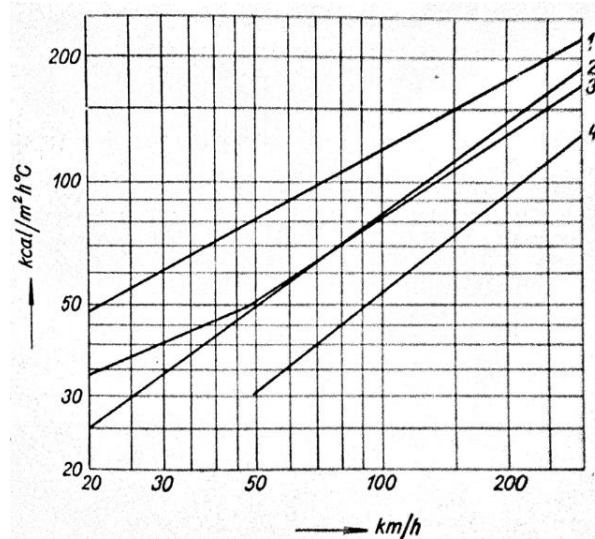


Fuente: J. MACKERLE, Air-Cooled automotive engines, 99 p

- La influencia de la velocidad del aire.** La velocidad del aire tiene una influencia considerable en el coeficiente de transferencia  $h$ . La figura 62 ilustra, en una escala logarítmica, la correlación existente entre  $h$  y  $v_m$  para un tipo de aletas con un espaciado  $s$  que es igual a 4.45 mm. La línea 4 indica que  $h$  es proporcional a  $v_m^{0.796}$ . La línea 3 en el mismo diagrama muestra los resultados obtenidos a partir de la medición en un cilindro plano sin aletas teniendo la dirección de flujo del aire en sentido al eje normal. Los resultados obtenidos a partir del diagrama prueban que la relación entre  $h$  y  $v_m$  varía en gran medida con el tipo de flujo de aire. Para cilindros con aletas de dimensiones estándar, la correlación de la ecuación (66) se puede tomar de una manera segura como un promedio.

$$h \propto v_m^{0.73} \left[ \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \right] \quad (66)$$

Figura 62. Efectos de la velocidad del aire sobre el coeficiente de transferencia de calor  $h$ .



Fuente: J. MACKERLE, Air-Cooled automotive engines, 99 p

La línea 1 representa los resultados obtenidos en las mediciones en un cilindro plano (Löhner)<sup>11</sup> de 160 mm de diámetro y un flujo de aire normal al eje del cilindro. La línea 2 representa las mediciones sobre una placa lisa de 152.4x152.4 mm (Pye)<sup>12</sup>. La línea 3 representa las mediciones sobre cilindros planos de diferentes diámetros con flujo de aire normal al eje del cilindro (Biermann)<sup>13</sup>. La línea 4 representa las mediciones sobre un cilindro aleteado con espacio entre aletas  $s$  es igual a 4 mm (Biermann).

**3.4.5 Coeficiente de transferencia de calor desde el área superficial de la base de las aletas.** Cuando se requiere remover grandes cantidades de calor desde un cilindro con área superficial limitada, se debe obtener un área total máxima de enfriamiento, a través de una cantidad ajustada de aletas con la debida consideración del aumento del coeficiente de transferencia de calor  $h$ . Una

<sup>11</sup> LÖHNER, K. (1951). Fundamentals of Air-Cooling of Internal Combustion Engines. (German). P. 53-62.

<sup>12</sup> PYE, D. R. (1934). The Internal Combustion Engine. II. Oxford and Clarendon Press.

<sup>13</sup> BIERMANN, A. E. and PINKEL. Heat Transfer from Finned Metal Cylinders in an Air Stream. N.A.C.A. Report No 488.

agrupación adecuada de aletas puede producir un intenso efecto de enfriamiento. Es posible realizar cálculos más simplificados y mejor orientados mediante el uso de coeficientes de transferencia de calor relacionados al área superficial de la base de las aletas.

El área superficial de la base de las aletas en un cilindro aleteado es:

$$A_b = 2\pi * r_b * f * S \quad [m^2] \quad (67)$$

Donde  $r_b$  es el radio de la superficie cilíndrica en la base de la aleta

$f$  es el número de aletas

$S$  es el espaciamiento entre aletas [m]

El área de transferencia de aire refrigerante entre las aletas  $A_t$  se calcula a partir de la ecuación (68).

$$A_t = 2 * f * s * m \quad [m^2] \quad (68)$$

Donde  $s$  es el espacio entre aletas [m]

$m$  es la longitud de las aletas [m]

$f$  es el número de aletas

Para cálculos más precisos de la selección transversal del área entre aletas, se deben tener en cuenta el biselado de la aleta y el redondeo en la base. Sin embargo, la ecuación (67) es suficiente para cálculos aproximados.

Algunas simplificaciones se introducen en los cálculos del coeficiente de transferencia en la base. Debido a que las aletas son ligeramente biseladas es posible considerarlas como si tuvieran un grosor constante. A continuación se ilustra la ecuación del promedio del grosor de las aletas para aletas biseladas.

$$b = \frac{b_b + b_t}{2} \quad [m] \quad (69)$$

Donde  $b_b$  es el grosor en la base de la aleta [m]

$b_t$  es el grosor de la aleta en la punta [m]

Se puede suponer un coeficiente de transferencia de calor constante  $h$  para toda la superficie de la aleta. La diferencia de temperaturas  $\Delta\theta$  se distribuye simétricamente al plano axial del cilindro. Las pérdidas de calor en la punta de la aleta no se consideran individualmente y, por lo tanto, el error es compensado por la corrección de la longitud de la aleta tal y como se ve en la ecuación (70).

$$m' = m + \frac{b_t}{2} \quad (70)$$

Sujeto a estas suposiciones la cantidad de calor removido desde una aleta circular es:

$$Q_1 = \frac{a * \pi * h * (r_b + \frac{1}{2}m)}{a} * \Delta\theta_b \tanh ah' \quad (71)$$

Donde:  $\Delta\theta_b$  es diferencial medio de temperatura en la base de la aleta

$a$  es un cambio de variable empleada para simplificar los cálculos y

equivale a  $a = \sqrt{\frac{2h}{kb_m}}$

La cantidad de calor  $Q_2$  removido de la superficie del cilindro existente entre dos aletas es calculado a partir de la ecuación (72)

$$Q_2 = 2 * \pi * r_b * S_b * h * \Delta\theta_b \quad (72)$$

Donde  $h$  tiene el mismo valor para las paredes del cilindro y las superficies de las aletas

$S_b$  es la longitud de la superficie del cilindro expuesta al flujo de aire entre dos aletas adyacentes.

#### **3.4.6 Análisis transferencia de calor cilindro original Shindaiwa s450ec1.**

Para los cálculos correspondientes al análisis de los fenómenos de transferencia de calor existente entre las superficies internas y externas del cilindro o bloque de motor, se procedió a medir las temperaturas superficiales de las aletas de refrigeración y de la superficie exterior del cilindro mediante una cámara termográfica FLUKE TiR125, la cual se muestra en la figura 63.

Figura 63. Cámara termográfica FLUKE TiR125.



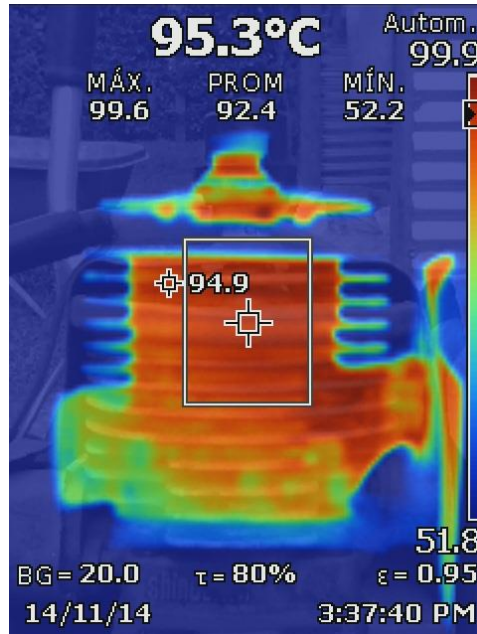
Fuente: <http://us.flukecal.com/products>

Las mediciones de temperaturas superficiales fueron llevadas a cabo teniendo como criterio de medición tres regímenes de velocidad de operación del motor, las cuales fueron: a ralentí (régimen de mínima velocidad), velocidad media (entre 7000 y 7500 revoluciones por minuto) y régimen de máxima velocidad (11500 revoluciones por minuto). Véase protocolo de pruebas.

Los valores de velocidad de giro del motor se obtuvieron del catálogo de operación del motor original.

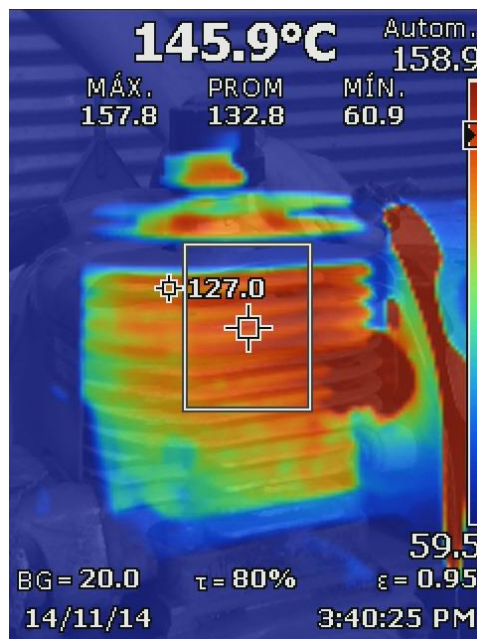
A continuación se presentan las imágenes termográficas correspondientes a cada uno de los regímenes de trabajo analizados. Véase figuras 64, 65 y 66.

Figura 64. Foto termográfica a ralenti



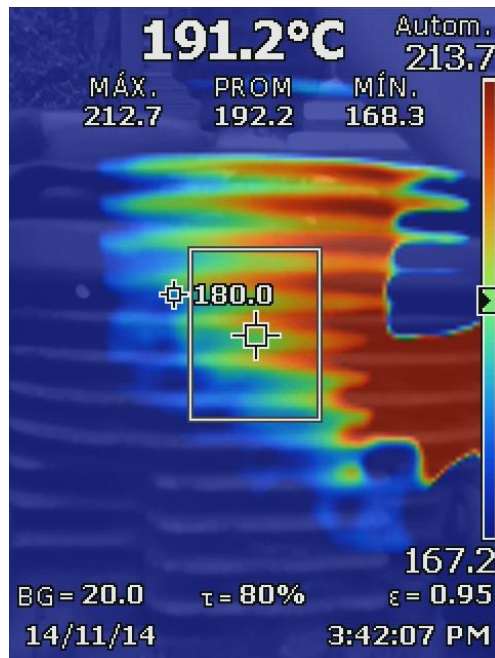
En la figura 64 se observa que la temperatura máxima al ralenti es de aproximadamente 99,9°C

Figura 65. Foto termográfica a velocidad media



En la figura 65 se observa que la temperatura máxima al ralenti es de aproximadamente 158,9°C

Figura 66. Foto termográfica a velocidad máxima.



En la figura 66 se observa que la temperatura máxima al ralenti es de aproximadamente 213,7°C

Con el fin de obtener unos resultados representativos de los esfuerzos térmicos máximos que soporta el sistema, se procede a desarrollar los cálculos de transferencia de calor con los valores de temperaturas superficiales hallados experimentalmente mediante la cámara termográfica, que se muestran en las figuras 64, 65 y 66 para el régimen de máxima velocidad angular desarrollada por el motor debido al mayor flujo de calor y temperaturas superficiales presentes en este régimen, lo cual se traduce en mayores esfuerzos térmicos y picos de temperatura.

Los siguientes cálculos fueron desarrollados mediante el software de solución de ecuaciones Engineering Equations Solver (EES), con el fin de realizar un proceso iterativo que permita determinar el valor de la temperatura máxima de los gases que corresponda al valor de la temperatura superficial externa obtenida con la cámara termográfica y las teorías de transferencia de calor.

Los siguientes son los datos iniciales de entrada, obtenidos de los catálogos del motor Shindaiwa S450EC1

$$Pot_{m\acute{a}x} = 2.3 \text{ [HP]}$$

$$P = 62,3 \text{ [kg/cm}^2\text{]}$$

$$Dia = 40 \text{ [mm]}$$

$$l = 3.3 \text{ [cm]}$$

Donde  $l$  es la carrera del émbolo dentro del cilindro

$P$  es la presión máxima del ciclo termodinámico

$Dia$  es el diámetro interno del cilindro

Se tomaron valores de  $T_{gas}$  y  $T_{pared}$  correspondientes a la temperatura máxima de los gases de combustión y a la temperatura de las paredes del cilindro respectivamente, a partir de la teoría obtenida del libro de texto AIR COOLED ENGINES, J. Mackerle.

$$T_{pared} = 239 \text{ [C]}$$

$$T_{m\acute{a}x} = 2390 \text{ [C]}$$

Según La teoría de Mackerle<sup>14</sup> si la temperatura máxima de los gases durante la combustión es de 1500°C, la correspondiente temperatura media de las paredes del cilindro es 150°C.

De acuerdo a la teoría correspondiente al mecanismo manivela, biela y corredera es posible concluir que la velocidad media del émbolo es dependiente de la longitud de la biela, el diámetro del cigüeñal y de la velocidad angular con la que gira el cigüeñal.

$$\omega = 7500 \text{ [rpm]}$$

Asumiendo una velocidad de trabajo constante, es posible determinar la cantidad de movimientos que realiza el émbolo por minuto.

$$\text{movim} = 15000 \text{ [mov/min]}$$

A partir del número de movimientos que realiza el émbolo y teniendo la carrera de desplazamiento del émbolo, se obtiene la velocidad media del émbolo, esta debe estar en un rango de 7-15 m/s<sup>15</sup>.

$$C_m = \text{movim} \cdot l \cdot \left| 0.000166667 \cdot \frac{\text{m/s}}{\text{cm/min}} \right.$$

Mediante la velocidad media del émbolo, la presión máxima dentro de la cámara de combustión y la temperatura máxima de los gases, es posible determinar el coeficiente de transferencia de calor por convección en régimen turbulento

---

<sup>14</sup> MACKERLE, Air-Cooled automotive engines, Editorial Charles Griffin & Company Ltda, London, 1972, p 63.

<sup>15</sup> J.S.JÓVAJ, Motores de automóvil, Editorial MIR, 1982.

$$h_{\text{contur}} = 0,99 \cdot (1 + 0,185 \cdot C_m) \cdot (P^2 \cdot T_{\text{máx}})^{(1/3)}$$

Conociendo el valor del coeficiente de transferencia de calor por convección en régimen turbulento, es posible determinar la cantidad de calor transferido hacia las paredes del cilindro.

$$Q = Dt \cdot h_{\text{contur}} \cdot \text{Area}_{\text{totaltransf}}$$

Lo cual permite determinar la diferencia de temperatura existente entre los gases calientes y las paredes del cilindro.

$$\Delta t = T_{\text{gas}} - T_{\text{pared}}$$

Uno de los datos que se busca determinar con la ayuda de EES es la temperatura máxima de los gases dentro de la cámara de combustión en el momento de la combustión.

$$T_{\text{gas}} = T_{\text{máx}}$$

La temperatura superficial de las paredes exteriores del cilindro se obtuvo mediante las mediciones realizadas con la cámara termográfica.

$$T_{\text{pared,ext}} = T_{\text{pared}} - \Delta t_2$$

El área total de transferencia de calor al interior de la cámara de combustión, la cual se compone del cilindro y la cabeza hemisférica, está dada por:

$$\text{Area}_{\text{totaltransf}} = \left[ \frac{2 \cdot \pi \cdot \text{Dia}^2}{4} + \frac{\pi \cdot \text{Dia} \cdot l_{\text{mm}}}{2} \right] \cdot \left| 0.000001 \cdot \frac{\text{m}^2}{\text{mm}^2} \right.$$

La carga térmica sobre el cilindro está dada por:

$$Q_1 = \frac{Q}{\text{Area}_{\text{totaltransf}}}$$

El calor transferido por conducción a lo largo de las paredes del cilindro es igual a:

$$Q = 2 \cdot p \cdot k \cdot \frac{l_m}{\ln \left[ \frac{r_2}{r_1} \right]} \cdot Dt_2$$

K es el valor de la conductividad térmica propia del material de fabricación de las aletas del bloque, aleación aluminio-silicio. Este valor se obtuvo de las tablas de propiedades térmicas para metales del libro TRANSFERENCIA DE CALOR, J. Cengel. Véase tabla

$$k = 177 \text{ [w/m}^\circ\text{C]}$$

Los radios internos y externos del cilindro son:

$$r_2 = 0.025 \text{ [m]}$$

$$r_1 = 0.02 \text{ [m]}$$

Para el análisis de transferencia de calor sobre las aletas de enfriamiento es necesario tener en cuenta el área superficial de la base de las aletas

$$A_b = 2 \cdot \pi \cdot r_b \cdot f \cdot S$$

Donde S es el espacio existente entre los centros de las aletas de enfriamiento.

$$S = s_m + b$$

El grosor de cada una de las aletas de enfriamiento está dado por b.

$$b = 1.4 \text{ [mm]} \cdot \left| 0.001 \cdot \frac{\text{m}}{\text{mm}} \right|$$

El espacio libre existente entre cada una de las aletas de enfriamiento está dado por  $s_m$ .

$$s_m = 4.1 \text{ [mm]} \cdot \left| 0.001 \cdot \frac{\text{m}}{\text{mm}} \right|$$

Se asume que el radio en la base de las aletas es el mismo radio exterior del cilindro.

$$r_b = r_2$$

f representa el número total de aletas de refrigeración del cilindro original Shindaiwa S450EC1

$$f = 11$$

El área total de transferencia de calor entre las aletas y el aire circundante está dado por:

$$A_t = 2 \cdot f \cdot s_m \cdot m$$

Donde m es la longitud de las aletas de enfriamiento.

$$m = 12 \text{ [mm]} \cdot \left| 0.001 \cdot \frac{\text{m}}{\text{mm}} \right|$$

La cantidad de calor retirado por una sola aleta se logra determinar mediante la ecuación (51).

$$Q_{una} = \frac{a \cdot \rho \cdot h_{aletas} \cdot (r_b + 0,5 \cdot m)}{a} \cdot Dq_b \cdot \tanh(a \cdot m_{prima})$$

$$a = \left[ \frac{2 \cdot h_{aletas}}{k \cdot b} \right]^{0,5}$$

El coeficiente de transferencia de calor  $h$  es obtenido a partir del diagrama de la figura 61, que relacionan el espaciado entre aletas y el coeficiente de transferencia de calor correspondiente a cada una de estas distancias.

$$h_{aletas} = 81 \text{ [w/m}^2\text{*C]}$$

La diferencia de temperaturas que existe entre las paredes exteriores del cilindro y el aire circundante, está dada por:

$$\Delta\theta_b = T_{pared,ext} - T_{amb}$$

La temperatura ambiente promedio para el área metropolitana de Bucaramanga es:

$$T_{amb} = 30 \text{ [C]}$$

La cantidad de calor removido desde el área cilíndrica existente en la base de las aletas está dada por:

$$Q_2 = 2 \cdot \rho \cdot r_b \cdot S_b \cdot h_{aletas} \cdot Dq_b$$

Para tener en cuenta el calor que es removido desde las puntas de las aletas de enfriamiento, es conveniente realizar los cálculos de transferencia de calor con la longitud corregida de las aletas.

$$m_{\text{prima}} = m + \frac{b}{2}$$

$S_b$  representa la longitud del cilindro que se encuentra expuesto al flujo de aire entre dos aletas adyacentes.

$$S_b = b$$

La eficiencia de las aletas de enfriamiento está dada por la siguiente ecuación.

$$h = \frac{\tanh ( a \cdot m_{\text{prima}} )}{a \cdot m_{\text{prima}}}$$

Se asume que el coeficiente de transferencia de calor es el mismo para el caso de las aletas y la base de las mismas.

**3.4.6.1 Resultados.** Los resultados obtenidos a partir de las ecuaciones y correlaciones anteriores se muestran en la tabla 9 de resultados que se presenta a continuación. Los resultados se representan de la misma manera como son mostrados en el software EES.

Tabla 9. Resultados análisis de transferencia de calor cilindro original Shindaiwa S450EC1

$a = 25,57$	$Area_{totaltransf} = 0,004587 \text{ [m}^2\text{]}$	$A_b = 0,009503 \text{ [m}^2\text{]}$
$A_t = 0,001082$	$b = 0,0014 \text{ [m]}$	$C_m = 8,25 \text{ [m/seg]}$
$\Delta t = 2151 \text{ [}^\circ\text{C]}$	$\Delta\theta_b = 177,5 \text{ [}^\circ\text{C]}$	$\Delta t_2 = 31,52 \text{ [}^\circ\text{C]}$
$Dia. = 40 \text{ [mm]}$	$\eta = 0,9663$	$f = 11$
$h_{aletas} = 81 \text{ [w/m}^2\text{*}^\circ\text{C]}$	$h_{contur} = 525,5 \text{ [W/(m}^2\text{*}^\circ\text{C})]$	$k = 177 \text{ [w/m*}^\circ\text{C]}$
$l = 3,3 \text{ [cm]}$	$l_m = 0,033 \text{ [m]}$	$l_{mm} = 33 \text{ [mm]}$
$m = 0,012 \text{ [m]}$	$movim = 15000 \text{ [mov/min]}$	$m_{prima} = 0,0127$
$\omega = 7500 \text{ [rpm]}$	$P = 62,3 \text{ [kg/cm}^2\text{]}$	$Pot_{m\acute{a}x} = 2,3 \text{ [HP]}$
$Q = 5185 \text{ [w/m}^2\text{*}^\circ\text{C]}$	$Q_1 = 1,130E+06 \text{ [W/m}^2\text{]}$	$Q_2 = 3,161 \text{ [W]}$
$Q_{una} = 439,3 \text{ [W]}$	$r_1 = 0,02 \text{ [m]}$	$r_2 = 0,025 \text{ [m]}$
$r_b = 0,025 \text{ [m]}$	$S = 0,0055 \text{ [m]}$	$S_b = 0,0014 \text{ [m]}$
$s_m = 0,0041 \text{ [m]}$	$T_{amb} = 30 \text{ [}^\circ\text{C]}$	$T_{gas} = 2390 \text{ [}^\circ\text{C]}$
$T_{m\acute{a}x} = 2390 \text{ [}^\circ\text{C]}$	$T_{pared} = 239 \text{ [}^\circ\text{C]}$	$T_{pared,ext} = 207,5 \text{ [}^\circ\text{C]}$

Realizando el respectivo análisis de los resultados obtenidos con la ayuda del EES se puede determinar que la temperatura máxima alcanzada por los gases de combustión es de 2390°C, la cual es muy similar a la temperatura obtenida en el análisis termodinámico realizado previamente en donde la temperatura de los gases de combustión es de 2341°C, lo cual nos indica, que las temperaturas superficiales de las paredes internas del cilindro realmente corresponden a 239°C según la teoría de diseño térmico de Mackerle<sup>16</sup>

Con un porcentaje de error de:

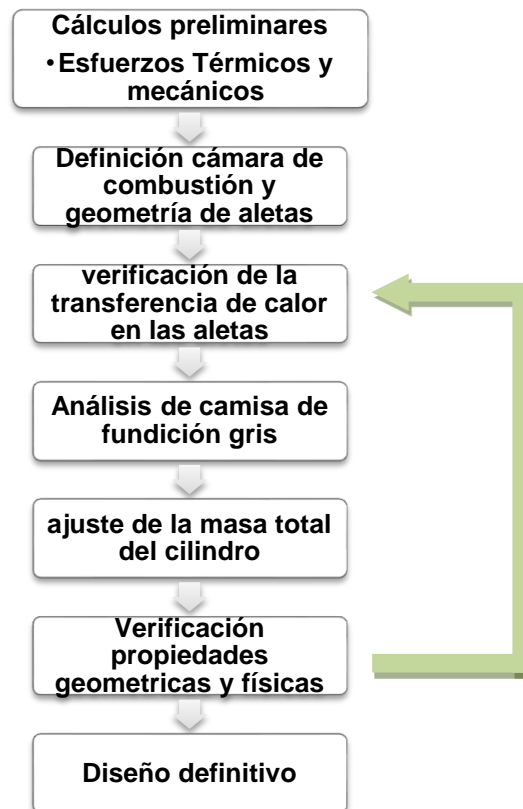
$$\frac{|(2341 - 2390)^\circ\text{C}|}{2341^\circ\text{C}} * 100\% = 2.09\%$$

<sup>16</sup> MACKERLE, Air-Cooled automotive engines. Editorial Charles Griffin & Company Ltda, London. 1972.

### 3.5 DISEÑO DEL CILINDRO PROTOTIPO

En la figura 67 se muestra el diagrama de flujo del proceso de diseño para tener una visión global del proceso.

Figura 67. Diagrama de flujo proceso de diseño.



La mayoría de los cilindros para motores, sean enfriados mediante aire circundante o con sistemas de enfriamiento mixtos de camisas de agua, están elaborados principalmente de fundición gris, aleaciones níquel-hierro, aleaciones aluminio-silicio o los llamados semi-aceros, estos materiales se prefieren debido a que cuentan con esfuerzos máximos a la tensión que oscilan entre 25000 psi y 50000 psi, y poseen un límite elástico para tensión en el rango de 10000 psi a 3000 psi<sup>17</sup>.

<sup>17</sup> V. L. MALEEV, M. E., Dr. A. M. Internal-Combustion Engines, Theory and Design, Segunda edición, 1945. p. 405.

Tradicionalmente, para la construcción de la mayoría de los cilindros enfriados por aire, se emplea la fundición como proceso de manufactura, aunque en algunos casos se prefiere la fundición por inyección de aluminio debido a la alta velocidad de producción que ofrece este proceso.

Para el proceso de diseño del cilindro prototipo es fundamental tener en cuenta los esfuerzos mecánicos producidos por las fuerzas generadas por la presión sobre las paredes internas del cilindro y la cámara de combustión, lo cual genera cargas radiales y axiales sobre el cilindro.

Del mismo modo es importante analizar los distintos esfuerzos térmicos sobre las paredes internas del cilindro, generados por las altas temperaturas de los gases de combustión.

**3.5.1 Análisis de esfuerzos mecánicos.** Teniendo presente que el material con el cual será fabricado el cilindro prototipo es una aleación de aluminio-silicio, cuyas propiedades mecánicas se muestran en la tabla 10.

**Tabla 10.** Propiedades mecánicas de la aleación aluminio-silicio

Módulo elástico	7.9E10 Pa
Coefficiente de Poisson	0.34
Límite a la tracción	380 Mpa
Límite elástico	315 Mpa

Fuente: SolidWorks 2014®

Es posible determinar el esfuerzo máximo en las paredes del cilindro teniendo en cuenta la fórmula presentada en el libro de Maleev<sup>18</sup> para paredes cilíndricas.

---

<sup>18</sup> V. L. MALEEV, M. E., Dr. A. M. Internal-Combustion Engines, Theory and Design, Segunda edición, 1945. p. 409.

$$\sigma = p[(1 - \mu_p)d_i^2 + (1 + \mu_p)d_o^2]/(d_o^2 - d_i^2) \quad (73)$$

donde  $p$  es la presión interna máxima [psi]

$\mu_p$  es el coeficiente de Poisson

$d_i$  es el diámetro interno [in]

$d_o$  es el diámetro exterior [in]

Por lo tanto:

$$\sigma = 886.18psi[(1 - 0.34)(1.57in)^2 + (1 + 0.34)(1.97in)^2]/(1.97^2 - 1.57^2)in^2$$

$$\sigma = 4272.714 Psi = 2.946E7 [Pa]$$

Para determinar el grosor mínimo que debe tener la pared del cilindro es necesario emplear la siguiente ecuación:

$$b = 0,5d_i \left[ \sqrt{\frac{\sigma_d + (1 - \mu_p)p}{\sigma_d - (1 + \mu_p)p}} - 1 \right] \quad (74)$$

$$b = 0,5 * 1.57in \left[ \sqrt{\frac{10000 Psi + (1 - 0.34)886.18psi}{10000 Psi - (1 + 0.34)886.18psi}} - 1 \right]$$

$$b = 0,07533 in = 1,91 mm$$

Según la metodología de Maleev<sup>19</sup> en el capítulo 22 para el cálculo del grosor de las paredes del cilindro es necesario emplear un esfuerzo de diseño ( $\sigma_d$ ) entre 5000 psi y 15000 psi el cual garantice un factor de seguridad cercano a 2. Para el diseño del cilindro prototipo se decidió emplear un esfuerzo de diseño de 10000

<sup>19</sup> V. L. MALEEV, M. E., Dr. A. M. Internal-Combustion Engines, Theory and Design, Segunda edición, 1945. p. 409.

psi el cual garantiza un factor de seguridad de 2,61 el cual se puede tomar como un factor de seguridad satisfactorio.

A partir del resultado anterior se puede concluir que el grosor mínimo de las paredes del cilindro prototipo bajo las condiciones de operación del motor Shindaiwa S450EC1 debe ser de 1,57 mm, por este motivo se decidió elaborar el cilindro prototipo con un grosor de paredes de 5 mm, garantizando un factor de seguridad de 2,61. Es importante recalcar que el grosor de las paredes del cilindro no debe ser muy grande debido a que esto reduce la transferencia de calor hacia el exterior, aumentando los esfuerzos térmicos en la cámara de combustión.

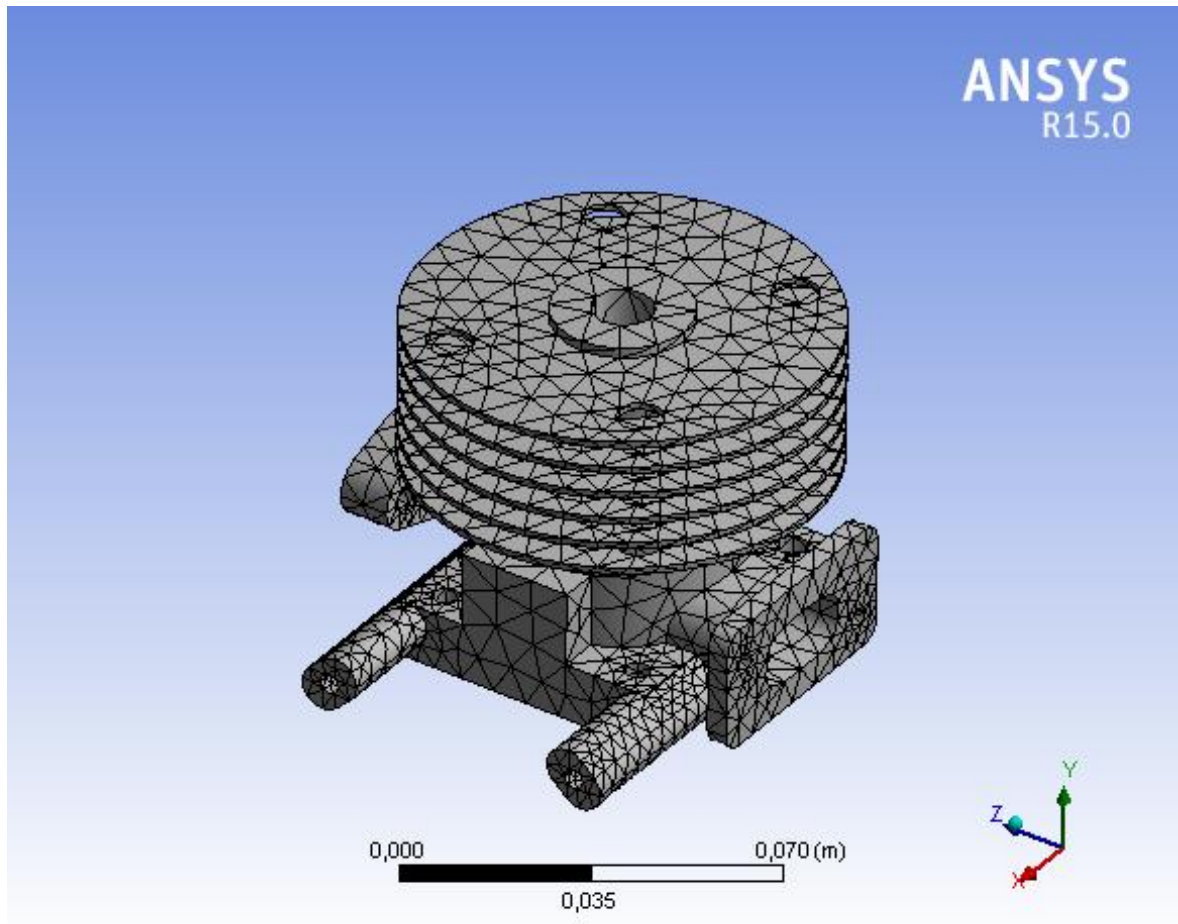
Mediante la herramienta informática ANSYS 15®. se realizó el análisis de esfuerzos mecánicos existentes en las superficies del cilindro prototipo con el fin de corroborar los resultados obtenidos mediante el análisis teórico de esfuerzos mecánicos, el cual llevo a cabo teniendo como referencia la metodología clásica de diseño de componentes para motores de dos tiempo, en este caso, el cilindro del motor.

Para el desarrollo del análisis de esfuerzos mecánicos, primero se deben determinar las condiciones bajo las cuales se realizó el estudio, las cuales corresponden a la presión máxima alcanzada al interior del cilindro, la dirección de aplicación de las fuerzas, y definición del material.

En la figura 68 se muestra el respectivo mallado que se le realizó al cilindro prototipo.

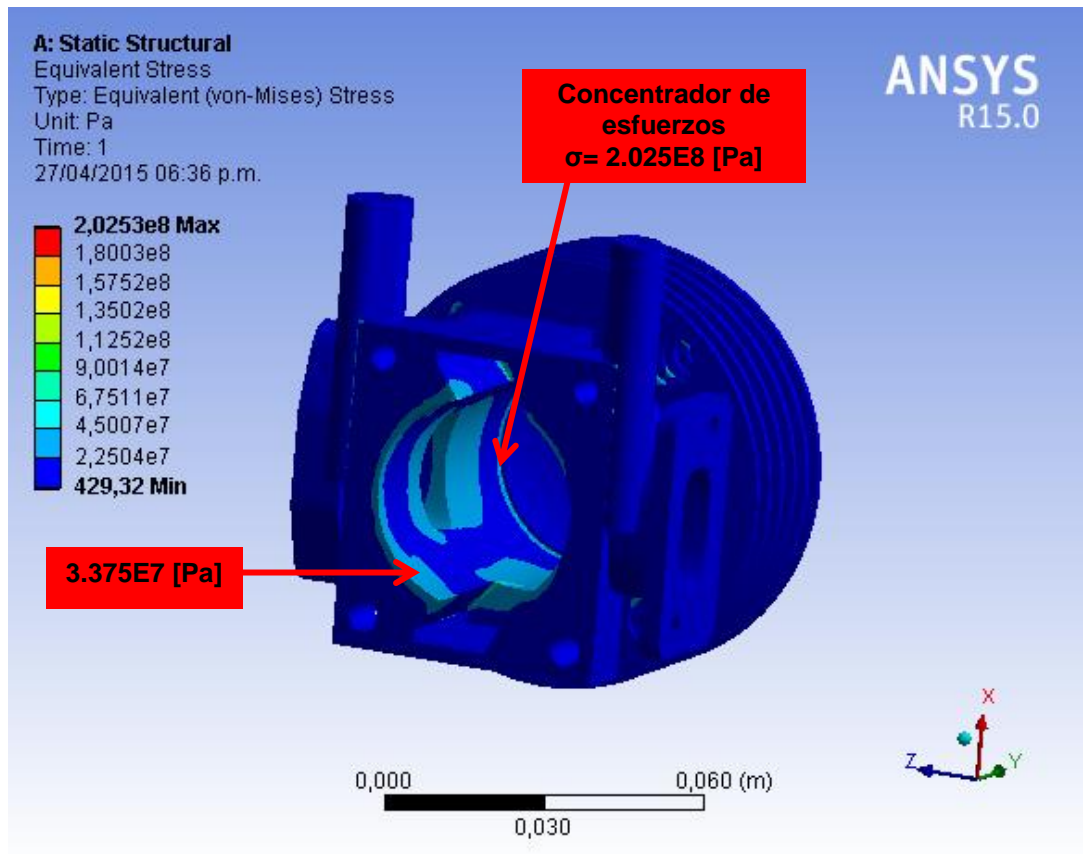
Es necesario tener en cuenta que el valor de interés del esfuerzo equivalente, es el que se encuentra sobre las superficies internas del cilindro, omitiendo así, los valores máximos arrojados por los concentradores de esfuerzos localizados en las aristas de la cámara de combustión y los puertos de admisión y escape.

Figura 68. Mallado del cilindro prototipo



El valor del esfuerzo mecánico que se toma como resultado del análisis ANSYS es aproximadamente de  $3,375E7$  [Pa], el cual se ilustra en la figura 69.

Figura 69. Distribución de esfuerzos mecánicos sobre las paredes del cilindro prototipo



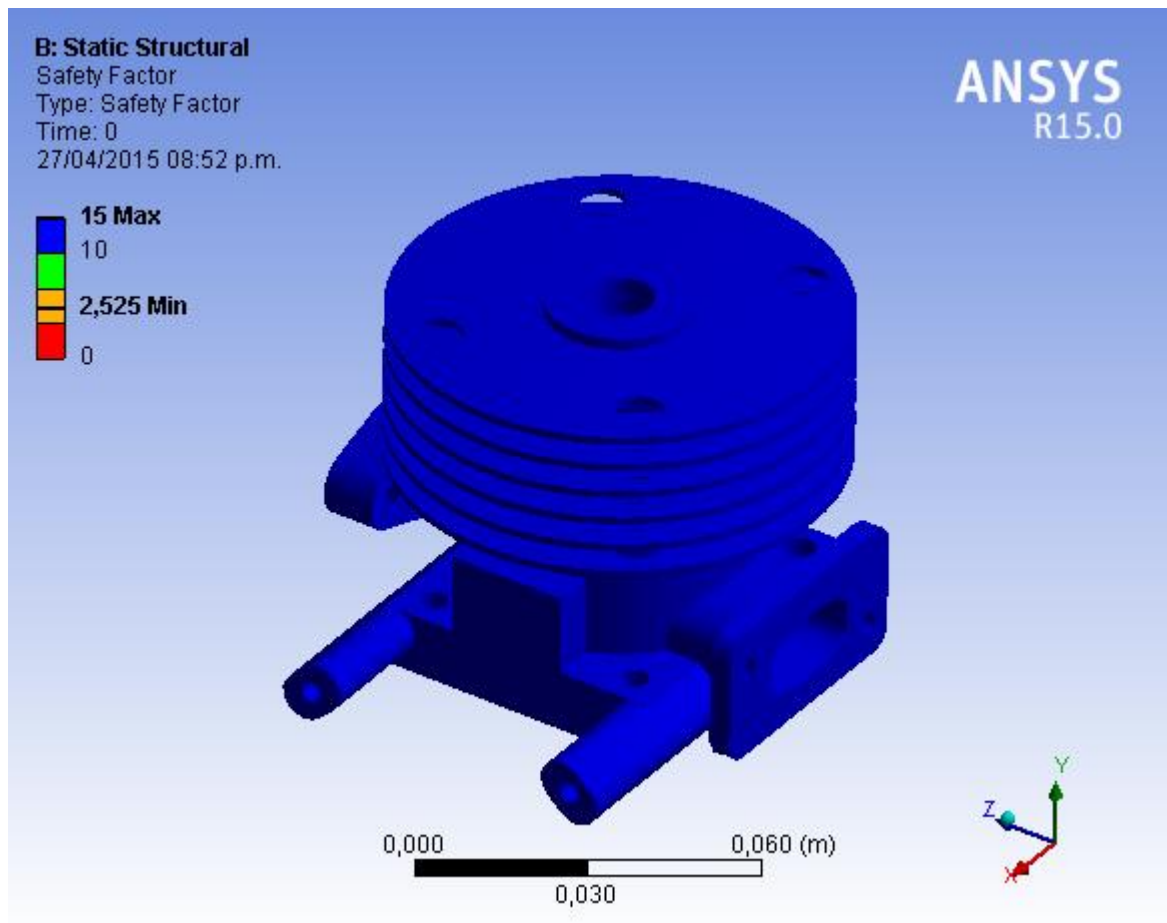
Al comparar los resultados del análisis ANSYS con los resultados obtenidos mediante la metodología clásica de diseño de elementos mecánicos para motores de dos tiempos, se obtuvo el siguiente porcentaje de error.

$$\% \text{ error} = \frac{|2,946E7 [Pa] - 3.375E7 [Pa]|}{2.94E7 [Pa]} * 100\%$$

$$\% \text{ error} = 14.6\%$$

De acuerdo con el análisis de factor de seguridad realizado al cilindro prototipo, con respecto a las cargas máximas generadas al interior de la cámara de combustión, se obtuvo el siguiente resultado, el cual se muestra en la figura 70.

Figura 70. **Factor de seguridad del cilindro prototipo.**



Se puede concluir que el factor de seguridad mínimo de diseño es aproximadamente de 2,5, lo cual corrobora que el cilindro prototipo no sufrirá de daños estructurales causados por la presión de combustión de 6,11 [Mpa]

**3.5.2 Análisis de esfuerzos térmicos<sup>20</sup>.** La forma más simple y efectiva para calcular los esfuerzos generados por diferencias de temperatura de un cilindro es usando las siguientes ecuaciones:

$$\sigma_o = aE(T_i - T_o)\left(1 - \frac{x}{3}\right)/2(1 - \mu_p) \quad (75)$$

$$\sigma_i = -aE(T_i - T_o)\left(1 + \frac{x}{3}\right)/2(1 - \mu_p) \quad (76)$$

Donde,  $\sigma_o$  es el esfuerzo térmico en la superficie externa del cilindro [psi]

$\sigma_i$  es el esfuerzo térmico en la superficie interna del cilindro [psi]

$E$  es el módulo de elasticidad del material el cual se obtiene de la tabla 10.

$T_i$  es la temperatura en la superficie interna del cilindro [°C]

$T_o$  es la temperatura en la superficie externa del cilindro [°C]

$x$  está determinada por la siguiente ecuación  $\frac{D_o}{D_i} = 1 + x$

$a$  es el coeficiente de expansión lineal y es tomado de la tabla 11.

$\mu_p$  es el coeficiente de Poisson, se toma de la tabla 11.

$$x = \frac{D_o}{D_i} - 1 \quad (77)$$

$$x = \frac{50 \text{ mm}}{40 \text{ mm}} - 1 = 0.25$$

---

<sup>20</sup> V. L. MALEEV, M. E., Dr. A. M. Internal-Combustion Engines, Theory and Design, Segunda edición, 1945, capítulo 22.

$$\sigma_o = (14.1E6)(10E6)(390 - 210)\left(1 - \frac{0,25}{3}\right)/2(1 - 0.34)$$

$$\sigma_o = 31725 \text{ [psi]}$$

$$\sigma_i = -(14.1E6)(10E6)(390 - 210)\left(1 + \frac{0,25}{3}\right)/2(1 - 0.34)$$

$$\sigma_i = -37493 \text{ [psi]}$$

En la tabla 11 se muestran algunas propiedades térmicas y mecánicas de los principales metales utilizados para la fabricación de cilindros y bloques de motor.

Tabla 11. Propiedades de algunos metales para fabricación de cilindros

Alloy	Specific heat, Btu/lb-°F	Average conductivity, Btu	Coefficient of linear expansion, $a \times 10^6$	Modulus of elasticity in tension, $E \times 10^6$ psi	Poisson's ratio, in./in.
		hr-sq ft-in.-°F $k$			
Aluminum (Y alloy)	0.207	1200	14.1	9-10.5	0.33
Brass, yellow.....	0.090	740	10.4	13-16	0.34
Bronze.....	0.102	710	9.8	15-17	0.34
Cast iron, gray.....	0.130	320	6.5	12-14	0.27
Monel metal.....	0.127	180	8.3	25-26	0.27
Steel, mild.....	0.110	310	6.5	29-31	0.30

Fuente:, V.L.MALEEV, Internal-Combustion Engines; 1945. 377 p

A partir de los resultados del análisis de esfuerzos térmicos sobre las paredes del cilindro se puede observar que las fibras de material con mayor temperatura se encuentran sujetas a esfuerzos compresivos y las fibras con temperatura más baja se encuentran sujetas a esfuerzos de tensión. Los resultados muestran que  $\sigma_o$  posee un valor positivo lo cual se traduce en un esfuerzo de tensión y  $\sigma_i$  posee un valor de esfuerzo térmico negativo que se traduce en un esfuerzo de compresión. Bajo ciertas condiciones estos esfuerzos pueden exceder el límite elástico del

material, lo cual iniciará la destrucción de la pieza mediante la presencia de pequeñas grietas superficiales.

Mediante un análisis térmico realizado en el software ANSYS, se obtuvo la siguiente distribución de temperaturas sobre las paredes del cilindro y las aletas de enfriamiento. En las figuras 71 y 72 se muestra la distribución de temperaturas en el cilindro prototipo, la cual coincide con las temperaturas superficiales obtenidas a través de las mediciones realizadas con la cámara termográfica FLUKE TiR125.

Figura 71. Distribución de temperaturas sobre el cilindro prototipo

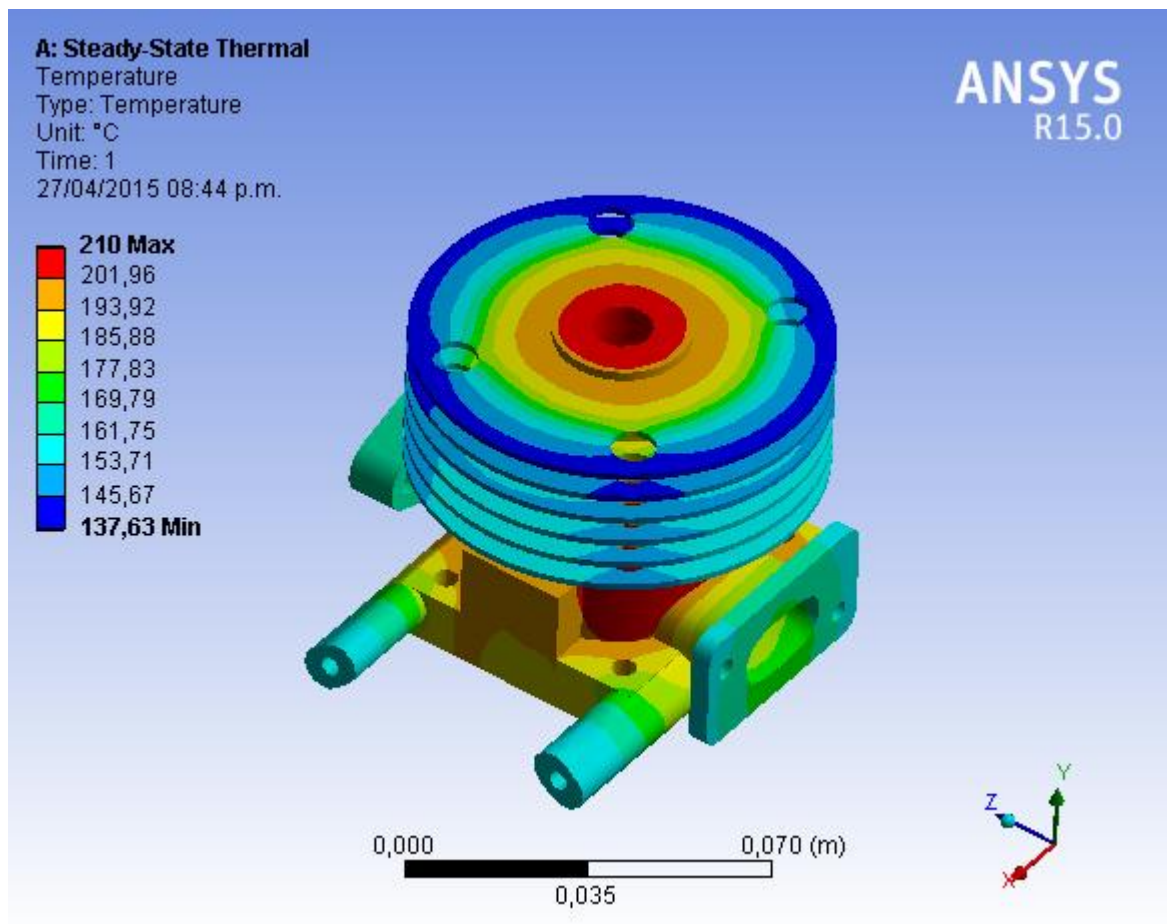
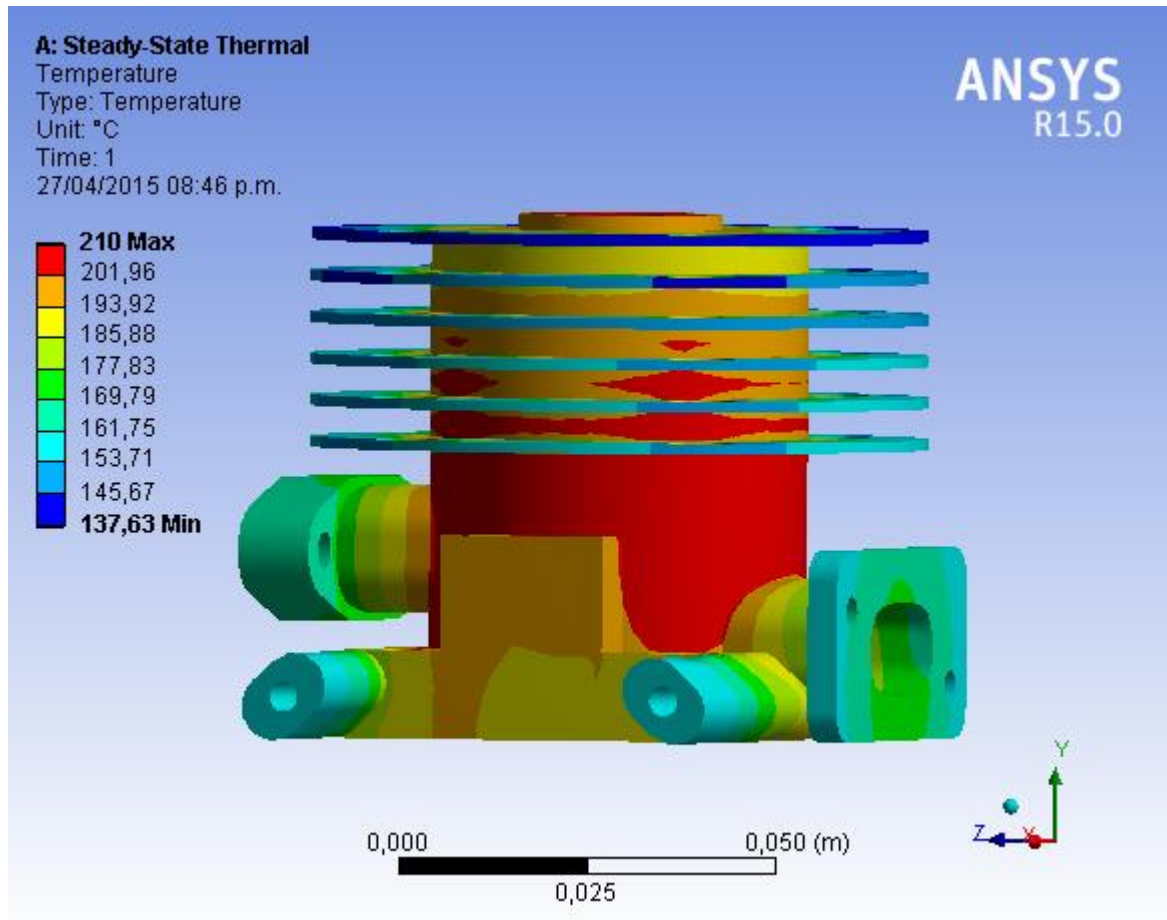


Figura 72. Distribución de temperaturas sobre el cilindro prototipo.



Para llevar a cabo un análisis dinámico de fatiga sobre el cilindro prototipo se debe tener en cuenta que a diferencia de los ejes, flechas y columnas, hasta la fecha no es posible encontrar una teoría concreta de diseño a la fatiga aplicada a cilindros o cámaras de combustión de máquinas térmicas alternativas, debido a que las cargas alternantes que actúan sobre las superficies del cilindro, cámara de combustión y corona del émbolo, son cargas de tipo térmico, por los diferentes cambios de temperatura en cada uno de los ciclos que componen el proceso termodinámico de dos o cuatro tiempos en motores de combustión interna. Otro tipo de esfuerzo aplicado a las paredes del cilindro son los esfuerzos mecánicos causados por los cambios alternantes de la presión, producto de la combustión de

los gases y el desalojo de los mismos a presión atmosférica. Esto quiere decir que las paredes internas y externas de un cilindro o bloque de motor de una máquina térmica alternativa se encuentra constantemente bajo cargas alternantes combinadas.

Para el estudio de los esfuerzos de fatiga producidos por los ciclos de combustión sobre un bloque de motor es necesario contar con un banco de simulación de cargas, tanto térmicas como mecánicas, con el fin de obtener datos reales de los distintos parámetros de funcionamiento que afectan la vida del elemento, mediante una instrumentación del cilindro a través de sensores de temperatura y presión localizados estratégicamente sobre las superficies internas del cilindro. Hasta el día de hoy, en el área metropolitana de Bucaramanga no se cuenta con un banco de simulación de cargas térmicas y mecánicas.

En el anexo A2 de este documento se muestran distintos trabajos de investigación que ilustran la extensión, costo y complejidad que abarca el análisis de esfuerzos de fatiga sobre elementos de motores de combustión interna tales como el cilindro, culata y émbolo. Por esta razón se recomienda para un futuro proyecto de investigación abordar únicamente el análisis de esfuerzos termomecánicos de fatiga sobre un cilindro y cámara de combustión de máquinas térmicas alternativas.

**3.5.3 Diseño de puertos de admisión y escape.** Para el cálculo del área transversal al flujo de los gases en los puertos de admisión y escape, se emplea la metodología empírica obtenida a través de la experiencia del autor Gordon P. Blair<sup>21</sup>. Como criterios de diseño de los puertos del cilindro prototipo se deben tener en cuenta las siguientes relaciones:

---

<sup>21</sup> GORDON P. BLAIR, Dr. A. M. Design and Simulation of Two-Stroke Engines, 1996. p. 254.

$$C_A = \frac{A_{esc}}{A_{adm}} \quad (78)$$

Donde,  $C_A$  es el factor de relación de áreas

$A_{esc}$  es el área del puerto escape

$A_{adm}$  es el área del puerto admisión

Para un mejor desempeño del motor de dos tiempos el valor de  $C_A$  debe estar entre el siguiente rango  $1,1 < C_A < 1,2$ .

Otro criterio de diseño necesario para el cálculo de las áreas transversales de los puertos de admisión y escape en un cilindro de una maquina térmica alternativa de dos tiempos es el factor de relación de alturas de los puertos  $C_H$  el cual se muestra a continuación:

$$C_H = \frac{h_{esc}}{h_{adm}} \quad (79)$$

Donde,  $C_H$  es el factor de relación de las alturas

$h_{esc}$  es la altura del puerto de escape

$h_{adm}$  es la altura del puerto de admisión

Para un mejor desempeño del motor de dos tiempos el valor de  $C_A$  debe estar entre el siguiente rango  $1,4 < C_A < 1,6$ .

Para el cálculo del área transversal del puerto de admisión de una maquina térmica alternativa de dos tiempos se emplea la siguiente ecuación:

$$A_{adm} = N_s (h_s * X_s - r_c^2 * (4 - \pi)) \quad (80)$$

Donde,  $A_{adm}$  es el área del puerto de admisión [ $\text{mm}^2$ ].

$N_s$  es el número de puertos de admisión

$h_s$  es la altura del puerto de admisión [mm].

$X_s$  es el ancho del puerto de admisión [mm].

$r_c$  es el redondeo de las aristas

La altura y el ancho del puerto de admisión del cilindro prototipo se determinaron teniendo en cuenta las dimensiones del elemento aislante, elaborado de plástico, ubicado entre el cilindro y el carburador, respetando la geometría que presenta el elemento aislante, con el fin de garantizar un óptimo sellado entre las superficies de unión del cilindro, el elemento aislante y los empaques

Por lo tanto:

$$A_{sp} = 1 * (10 * 20 - 0,1^2 * (4 - \pi))$$

$$A_{adm} = 200 [mm^2]$$

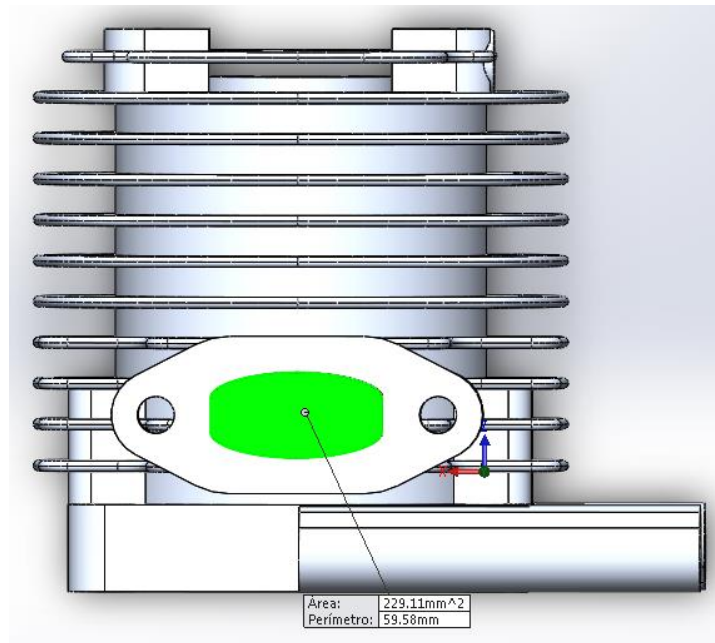
Para determinar el área transversal del puerto de escape se emplea el factor  $C_A$  que es 1,15.

$$1,15 = \frac{A_{esc}}{200}$$

$$A_{esc} = 230 [mm^2]$$

Estos valores se asemejan a las medidas de los puertos de admisión y escape del cilindro original del motor Shindaiwa S450EC1, en la figura 73 se muestra el área transversal del puerto de admisión del cilindro original.

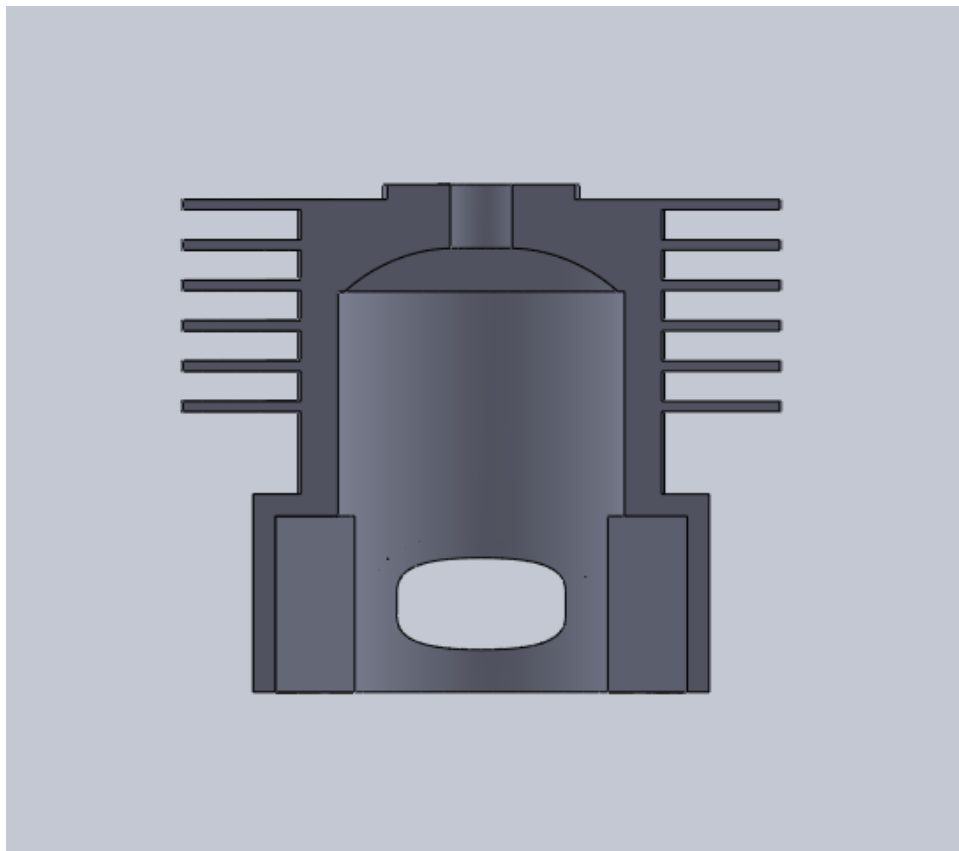
Figura 73. Área transversal del puerto de admision del cilindro original del motor Shindaiwa S450EC1



**3.5.4 Diseño preliminar del prototipo.** Mediante el uso de la herramienta informática para diseño CAD para modelado mecánico en 3D SolidWorks se logró crear un diseño alternativo al diseño original del cilindro del motor Shindaiwa B450, el cual se muestra en la figura 74 un corte de sección transversal y en la figura 75 una vista isométrica del cilindro prototipo, el cual ofrecía una mayor facilidad para llevar a cabo el proceso de elaboración. El diseño del prototipo partió de las medidas de diámetro del cilindro y cabeza del émbolo los cuales son valores inalterables si se quieren obtener los resultados de funcionamiento en el motor original. A partir de estas medidas, se decidió modificar el sistema de enfriamiento del cilindro del motor el cual consta de la superficie aleteada que cubre al cilindro. Se observó que en el diseño original las aletas poseen forma semicuada las cuales fueron reemplazadas por aletas completamente redondas las cuales ofrecen una mayor superficie de contacto entre las aletas y el flujo de gas refrigerante (aire ambiente), cabe aclarar que durante esta etapa del proceso de fabricación se decidió crear un cilindro de mayor peso que el original

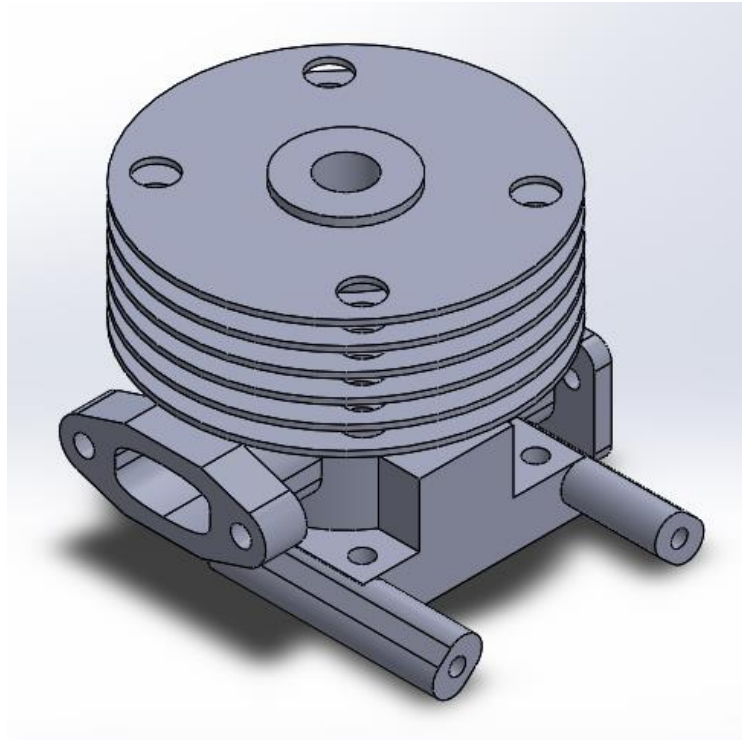
debido a las limitantes que presentaba la geometría y los alcances tecnológicos de la industria local. Se decidió conservar la geometría correspondiente a la cámara de combustión la cual consta de un diseño hemisférico que garantiza un flujo turbulento de los gases de combustión sobre la cabeza del émbolo lo cual maximiza el coeficiente de transferencia desde los gases calientes hacia las paredes del cilindro.

Figura 74. Sección transversal cilindro prototipo



Para mayor detalle de la geometría del cilindro prototipo véase la figura 112.

Figura 75. Vista isométrica cilindro prototipo



Para mayor detalle del diseño final del cilindro prototipo véase la figura 112.

Para una manufactura más práctica del cilindro prototipo se seleccionaron aletas anulares debido a la facilidad para la elaboración de las mismas en un torno mecánico de ejes paralelos, a diferencia de las aletas del cilindro original las cuales poseen una forma semicuada.

## 4. METODOLOGÍA DEL PROCESO DE MANUFACTURA

En la industria manufacturera de autopartes y elementos constitutivos de máquinas térmicas alternativas, existen distintos procesos de fabricación que dependiendo de la calidad final deseada del elemento fabricado, brindan las posibilidades más adecuadas al proceso de diseño.

### 4.1 ANÁLISIS GENERAL DE LOS DIFERENTES PROCESOS DE MANUFACTURA DEL ELEMENTO.

A continuación se hace un énfasis detallado en los procesos de manufactura más utilizados en la industria de elaboración de partes de motores de combustión interna.

**4.1.1 Fundición de aluminio por inyección<sup>22</sup>.** La fundición de aluminio por inyección es un proceso repetitivo en donde se producen de forma masiva piezas idénticas en rangos máximos de producción mediante el forzado de metal fundido, bajo presiones considerables, en el interior de matrices metálicas denominadas: dados de fundición, los cuales están precisamente elaborados en dos o más partes.

Los dados de fundición son montados sobre las platinas de la máquina de fundición. Estas secciones son retenidas juntas de manera segura por el mecanismo de mordazas de sujeción de la máquina de inyección con el fin de soportar las altas presiones. El metal fundido es inyectado dentro de las matrices en donde se enfría rápidamente. Una vez el metal se ha solidificado, los dados se abren y la fundición caliente es expulsada, los dados se cierran de nuevo y el proceso de fundición se repite.

---

<sup>22</sup> DIE CASTING, The die-casting process and its application in modern manufacture, die-casting machines, design of different types of dies, composition and properties of die-casting alloys, and the die-casting of zinc, aluminum, brass and other non-fer, Herb, Charles O, Segunda Edición, New York: the industrial press, 1952.

Posteriormente los puertos de ingreso del metal fundido son removidos generalmente mediante prensas cercanas a la máquina de fundición. Otras subsecuentes operaciones de terminación son realizadas dependiendo del acabado final deseado para la pieza.

Debido al rápido enfriado del metal fundido en el interior de las matrices, es posible obtener piezas con alta dureza superficial al igual que secciones delgadas con mayor fortaleza en comparación con otros métodos de fundición, esta característica es ideal para la elaboración de aletas de refrigeración.

Actualmente la fundición por inyección goza de alta popularidad debido al alto rango de productos que pueden ser elaborados, las pequeñas tolerancias que se pueden lograr fácilmente, la precisión de los detalles en la producción y a la economía y velocidad de manufactura.

Actualmente gracias a la industria de la fundición por inyección es posible lograr producir las partes más complejas, en mayores cantidades y dimensionalmente más precisas que jamás antes se halla logrado.

La fundición por inyección hace posible producciones de piezas a alta velocidad, pero para esto las matrices de fundición deben ser lo suficientemente fuertes. Consecuentemente, el número de fundiciones requeridas para justificar el método de fundición por inyección debe ser muy grande. No existe un número predeterminado de piezas necesarias para el uso del proceso de fundición por inyección, pero las producciones en las cuales se manejan más de 10.000 piezas son consideradas para el uso de este proceso de manufactura debido a que el costo de las matrices puede llegar a ser relativamente bajo en comparación con el costo valor de la producción, o también debido a que el proceso de fundición por inyección puede reducir los costos de maquinados y terminación.

La industria automotriz y de autopartes ha sido la que mayor impulso ha dado en el crecimiento al proceso de manufactura de fundición de aluminio por inyección, debido a que es empleado en la fabricación de gran variedad de componentes tales como transmisiones, sistemas de frenado, unidades de dirección, rines, y bloques de motor. Estas piezas se caracterizan por su bajo peso, fortaleza, acabados superficiales de los componentes y el bajo costo en la producción de grandes cantidades de piezas idénticas.

A pesar de que la industria automotriz ocupa más de la mitad de la utilización mundial de la fundición por inyección, existen otras industrias que también emplean métodos de fundición como su principal proceso de manufactura para la elaboración de piezas y componentes, algunas de estas industrias incluyen:

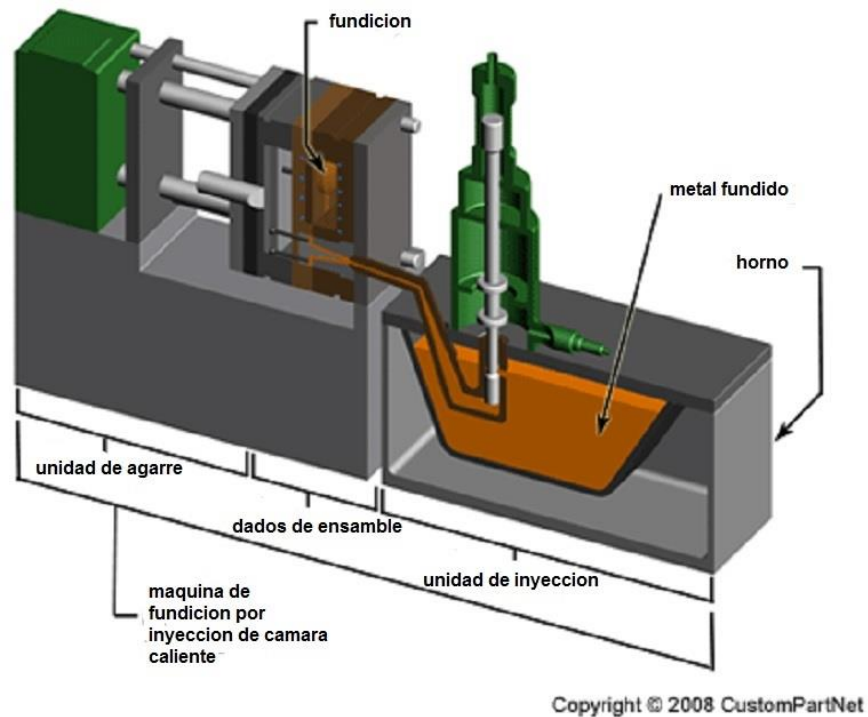
- Construcción de equipos para agricultura, minería y construcción.
- Transporte (excluyendo la industria automotriz).
- Maquinaria y herramientas para uso industrial y comercial.
- Componentes electrónicos para equipos de comunicación.
- Equipos de oficina y maquinaria de negocios.
- Componentes para plomería y calefacción.
- Dispositivos para la industria fotográfica y óptica.
- Dispositivos para mecanismos medidores de tiempo y relojes industriales.
- Aplicaciones domésticas.
- Accesorios deportivos, personales, juguetes y joyería.
- Aplicaciones militares.

Otro factor que ha impactado de manera notable en el crecimiento del proceso de fundición por inyección ha sido la alta tasa de producción de equipos de precisión usados para producir fundición. El proceso de fundición por inyección fue usado inicialmente para producir piezas relativamente pequeñas y de secciones delgadas, sin embargo, a medida que se fue ganando más experiencia, más

grandes fueron los diseños para fundición, esto se ha visto reflejado en la fabricación de maquinarias para fundición de mayor capacidad.

Actualmente se dispone de máquinas con fuerzas de cierre mayores a 3500 toneladas y equipos especiales con fuerzas de cerrado de 4500 toneladas que han sido empleados para la fabricación de fundiciones de aluminio excepcionalmente grandes. Dados de fundición, o matrices, con pesos de entre 30 y 50 toneladas producen actualmente marcos para carrocerías de automóviles, carcasas para transmisiones, peldaños para escaleras eléctricas y bloques de motor para uso marino.

Figura 76. Máquina de inyección de aluminio fundido



Fuente: <http://www.custompartnet.com/>

En algunos casos, la producción mediante fundición por inyección puede ser automatizada para reducir los costos de fabricación. Naturalmente los clientes

responden de manera favorable hacia el mejoramiento de los productos con costos bajos. El resultado es un incremento continuo en la demanda de procesos de fundición de aluminio por inyección. En la figura 76 se muestra un diagrama representativo de una máquina de inyección de aluminio fundido.

**4.1.1.1 Ventajas de la fundición de aluminio fundido por inyección.** La selección del método de fundición debería estar basada parcialmente sobre los beneficios que un proceso ofrece en comparación con otro proceso práctico de manufactura. La fundición por inyección ofrece varias ventajas sobre otros procesos de fundición.

- Gracias a este tipo de fundición la pieza a realizar se obtiene casi de manera inmediata a partir de un solo proceso, lo cual reduce el número de operaciones necesarias para obtener un buen acabado superficial.
- Con este tipo de proceso es posible realizar piezas con geometría de gran complejidad, ofreciendo buenos acabados superficiales.
- La fundición por inyección brinda ahorro de material lo cual permite minimizar el peso de la pieza, gracias a la presión que se ejerce al inyectar el material la pieza queda libre de porosidad.
- Este proceso permite obtener una alta cantidad de producciones por día, lo cual disminuye el costo. El molde, fabricado en acero inoxidable, permite realizar varias impresiones lo cual genera un aumento del doble y en ocasiones hasta el triple el número de piezas obtenidas en comparación con otros métodos de fundición.

**4.1.1.2 Desventajas de la fundición de aluminio fundido por inyección.**

- Para una cantidad pequeña de piezas el costo es muy elevado debido al gran valor de fabricación de los dados o matrices de fundición, lo cual hace

necesario el uso de este método de manufactura para la producción de grandes lotes.

- Debido a las limitantes dimensionales impuestas por los dados o matrices de fundición, el rango de peso en el que deben estar las piezas a elaborar es aproximadamente de 30 gramos-10 kilogramos.

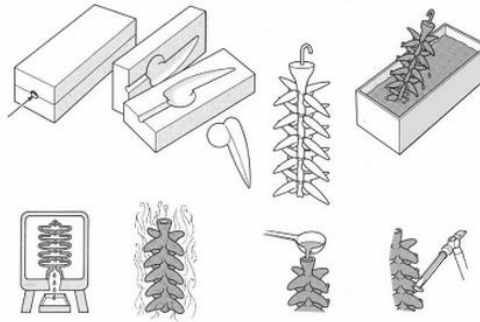
**4.1.2 Fundición a la cera perdida<sup>23</sup>.** El proceso de fundición a la cera perdida es uno de los procesos de manufactura más antiguo de los cuales se tiene referencia. El proceso consiste en elaborar tanto el modelo como el sistema de alimentación en cera o parafina, para ello se debe elaborar un molde metálico para fabricar los modelos de cera. Esta necesidad de fabricar un molde mecánico tiene como fin obtener los modelos con la máxima precisión posible, y facilitar la producción de estos, debido a que es necesario un modelo por cada pieza que se quiere fabricar.

Una vez fabricado el modelo es recubierto con un material refractado. Usualmente eso se realiza sumergiendo los modelos de cera en varias ocasiones en una suspensión de sílice con distintos tamaños de partícula. Posteriormente se calienta el molde en posición invertida para eliminar la cera (100°C), y luego se calienta a mayor temperatura para cocer el molde (1000°C). Este modelo recubierto se introduce en un contenedor y se recubre con una arena de moldeo para darle mayor integridad a la pieza. Seguidamente se realiza la colada del metal, este proceso se puede realizar por centrifugación o mediante el aumento de presión con el fin de facilitar el llenado de los moldes. Finalmente se rompen los moldes y se extraen las piezas. Este proceso se muestra en la figura 77.

---

<sup>23</sup> JULIÁN R. MONTES, LUCAS C.MARTÍNEZ, JUAN CARLOS DEL REAL ROMERO; Procesos industriales para materiales metálicos. 173 p

Figura 77. Proceso de moldeo a la cera perdida



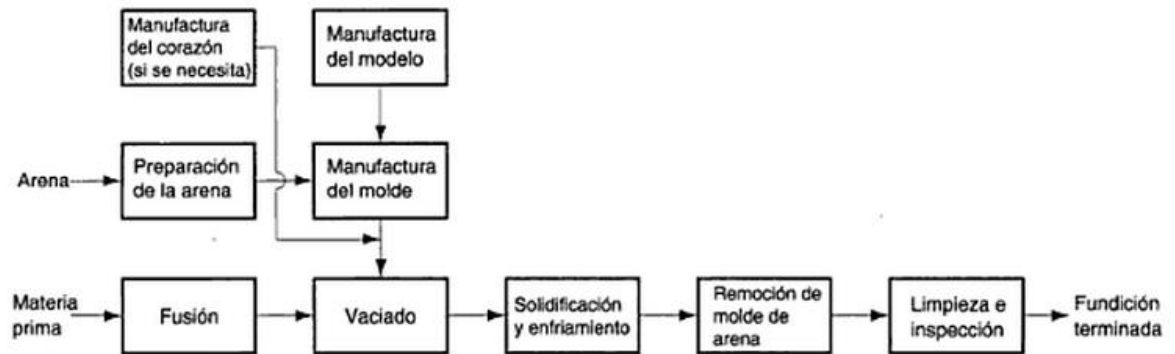
Fuente: JULIÁN R. MONTES, LUCAS C.MARTÍNEZ, JUAN CARLOS DEL REAL ROMERO; Procesos industriales para materiales metálicos. 173 p

Una desventaja que posee la fundición a la cera perdida es que el revestimiento de la cera al ser menos poroso dificulta la expulsión de los gases y la llegada del metal a los bordes del molde.

**4.1.3 Fundición en arena.** La técnica de fundición en arena consiste en verter metal fundido, en este caso aleación de aluminio-silicio, en un molde de arena que reproduce un modelo que se retira antes de la colada. La forma del modelo, realizado en un material duro, en este caso madera, se imprime en una arena silicio arcilloso que se ajusta alrededor del modelo, todo esto suele estar contenido en dos cajas de madera o chasis. El procedimiento de la fundición en arena hace posible la colada no solo de un ejemplar si no de varios ejemplares, al retirar y salvar el modelo antes de la fundición, si bien requiere la realización de un molde nuevo de arena por cada pieza que se desee fundir.

La materia prima utilizada en esta técnica de fundición en arena es una mezcla de arena de sílice, bentonita y alvarex. Hay que añadir agua para asegurar la unión a estos componentes y dar plasticidad a la mezcla. En la figura 78 se muestra la secuencia del proceso de fundición en arena.

Figura 78. Secuencia de la producción de la fundición



Fuente: MIKELL P. GROOVER, Fundamentos de Manufactura Moderna, 1997, p 262.

A continuación, en la tabla 12 se muestran las densidades de las aleaciones para aleación más utilizadas.

**Tabla 12.** Densidades de aleaciones para la fundición

Material	Densidad	
	lb/pulg <sup>3</sup>	(g/cm <sup>3</sup> )
Aluminio (99% puro)	0.098	(2.70)
Aleación aluminio-silicio	0.096	(2.65)
Aleación aluminio-cobre (92% Al)	0.102	(2.81)
Latón <sup>a</sup>	0.313	(8.62)
Fundición de hierro gris <sup>a</sup>	0.260	(7.16)
Cobre (99% puro)	0.317	(8.73)
Plomo (puro)	0.410	(11.30)
Acero	0.284	(7.82)

Fuente [5].

<sup>a</sup> La densidad depende de la composición de la aleación; el valor dado es típico.

Fuente: MIKELL P. GROOVER, Fundamentos de Manufactura Moderna, 1997, 266 p.

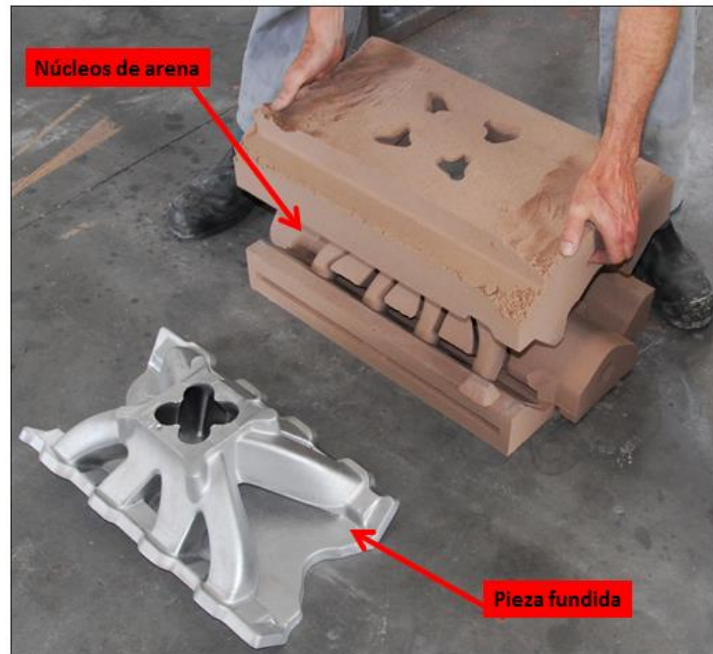
El bloque del motor es la pieza metálica más grande en una máquina térmica alternativa, contiene y conecta todos los componentes del motor, como los

cilindros y émbolos, y contiene conductos por los cuales circula el fluido de enfriamiento. En el bloque de cilindros es donde ocurre el proceso de combustión, el cual convierte la energía química del combustible en energía mecánica que hace funcionar los distintos elementos de la máquina térmica alternativa.

Anteriormente, los bloques eran fabricados mediante fundiciones de hierro, actualmente se elaboran en aleaciones de aluminio ligeras con las cuales se busca una mejor eficiencia en el consumo, reduciendo el peso total de la máquina térmica alternativa. Los bloques de cilindros de aluminio se fabrican en una sola pieza a partir de un molde de arena.

Para la elaboración del molde, el fabricante mezcla un adhesivo, endurecedor y arena de zircón, esta combinación de materiales resiste el intenso calor del aluminio fundido, pero poseen la desventaja de que únicamente sirven para una sola colada. Cada molde está formado por secciones que se denominan núcleos, las cuales encajan entre sí. Para elaborar los núcleos, una máquina introduce la mezcla de arena y adhesivo en un molde maestro hecho de hierro, posteriormente inyecta un gas que activa el endurecedor y se solidifica el núcleo. En la figura 79 se muestran los núcleos de arena y la pieza fundida.

Figura 79. Núcleos de arena para fundición.



Fuente: <http://www.autospeed.com/cms/article.html?&title=Metal-Casting-Part-1&A=112614>

En el núcleo principal se vacían los cilindros del bloque, donde se alojan los émbolos, se insertan camisas de hierro en los orificios del núcleo, esto evita que se desgaste las paredes del cuerpo de aluminio se desgaten con la abrasión. El núcleo principal se une con otros núcleos que conforman los conductos de aceite o las aletas de enfriamiento, estos son recubiertos con polvo de talco para evitar que las partículas de arena se peguen al aluminio. Una vez el molde está armado, se alista para el vaciado de la colada.

Mediante un horno a gas se funden lingotes de aluminio a 800°C, la cual es una temperatura mayor al punto de fusión del aluminio, el cual es de 400°C. Justo antes del vaciado, se calientan las camisas de los cilindros mediante una corriente eléctrica de alta frecuencia, debido a que el aluminio se incorpora mejor a los metales cuando están calientes.

Los moldes se llenan desde abajo para evitar contaminar el metal con óxido de aluminio, el óxido se forma cuando el aluminio fundido entra en contacto con el aire, si se vertiese en la parte superior se expondría el metal al oxígeno y la propia acción del vertido generaría el óxido.

Después del vaciado, los moldes pasan seis horas en horno térmico de recuperación que descompone el adhesivo para que la arena se desprenda. El calor también refuerza el metal. El bloque de aluminio fundido emerge y apenas necesita unos retoques. Se sacude para que caiga la arena suelta.

Posteriormente, se elimina el material extra de compensación para la reducción del aluminio cuando se enfría, esta reducción es del 7%.

Por último, se realizan las operaciones de maquinado final para dar los acabados necesarios a la pieza

#### **4.1.3.1 Ventajas de la fundición en arena**

- Debido a la porosidad natural de la arena este tipo de fundición permite la liberación rápida de gases que se producen en el vertido de la colada impidiendo de esta manera la generación de burbujas o defectos en la pieza final.
- Gracias a su practicidad, este proceso permite la elaboración de casi cualquier modelo en metal, sin límite de tamaño, forma o peso.
- El costo de las herramientas para este proceso es notablemente más bajo en comparación con otros procesos de fundición.
- Presenta bajos costos para pequeñas producciones.

#### 4.1.3.2 Desventajas de la fundición en arena:

- Se necesita un maquinado posterior debido al pobre acabado superficial que ofrece este proceso.
- Posee una baja productividad debido a que se debe utilizar un molde diferente para la elaboración de cada pieza.

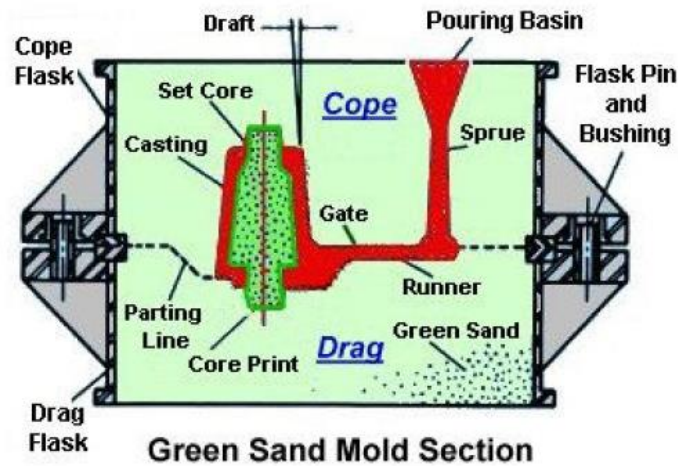
**4.1.4 Fundición verde<sup>24</sup>.** En la industria se emplea el proceso de manufactura de fundición en moldes verdes para la fabricación de cilindros y bloques de motor para máquinas térmicas alternativas de dos y cuatro tiempos, el término verde hace referencia a la presencia de humedad en los moldes de arena. Para la elaboración de los moldes se emplea una combinación de arena de sílice, arcilla y agua. Posteriormente, el molde es compactado mediante prensas hidráulicas, este proceso se repite para la otra mitad del molde. Luego de juntar las dos mitades del molde se aseguran las dos mitades de la caja mediante pernos de sujeción y luego de este proceso se vierte la colada de aluminio, hierro fundido o aleación de magnesio, dependiendo del material empleado para la fabricación. Enfriado y endurecido el material se procede a retirar la pieza mediante la destrucción del molde de arena, luego se limpian e inspeccionan las superficies de la pieza.

Para mejorar las propiedades mecánicas del material o de la aleación utilizada para la fabricación del motor, se emplean tratamientos térmicos. En la figura 80 se muestra un diagrama de los diferentes componentes que hacen parte del montaje de un molde en arena para fundición verde.

---

<sup>24</sup>HIEU NGUYEN, Manufacturing Processes and Engineering Materials Used in Automotive Engine Blocks, School of Engineering Grand Valley State University.

Figura 80. Montaje de los moldes de fundición verde



Fuente: Manufacturing Processes and Engineering Materials Used in Automotive Engine Blocks, HIEU NGUYEN, School of Engineering Grand Valley State University, p 11.

#### 4.2 ESTUDIO Y ANÁLISIS DE FACTIBILIDAD TÉCNICO-ECONÓMICO DE LA MANUFACTURA DEL CILINDRO PROTOTIPO EN EL ÁREA METROPOLITANA DE BUCARAMANGA.

La industria local del área metropolitana de Bucaramanga ofrece una variedad limitada de opciones de manufactura de piezas para motores, debido en gran parte a la desactualización tecnológica presente en la mayoría de las empresas relacionadas con la manufactura y la metalmecánica. Por este motivo, la fabricación de piezas para motores con alto grado de complejidad geométrica, tal como es el caso del cilindro del motor Shindaiwa S450EC1, se ve comprometida por la dificultad de la fabricación y los elevados costos de manufactura.

Las tres opciones con mayor posibilidad para la fabricación del cilindro prototipo en el Área Metropolitana de Bucaramanga (A.M.B) son:

- **Fundición por inyección de aluminio:** Esta alternativa se ofrece en la ciudad de Bucaramanga por una sucursal de la empresa CELSA S.A., empresa ubicada en la ciudad de Medellín, especializada en telecomunicaciones y fabricación de luminarias, sin embargo, también ofrecen servicios de elaboración de piezas mediante fundición de aluminio por inyección.
- **Fundición a la cera perdida:** Este proceso de manufactura cuenta varias empresas especializadas en la fabricación de joyería que tienen como principal proceso de manufactura la fundición a la cera perdida, sin embargo, no se cuenta con alguna empresa en el Área Metropolitana de Bucaramanga (A.M.B) que emplee la fundición por cera perdida y, que al mismo tiempo esté enfocada en la fabricación de piezas o elementos de recambio para máquinas. Es por éste motivo, que la principal desventaja de esta alternativa es la negativa de las empresas a elaborar piezas de mayor complejidad geométrica, negando la posibilidad de la elaboración del cilindro prototipo para el motor Shindaiwa S450EC1.
- **Fundición en arena:** A pesar de que este proceso de manufactura es el que ofrece los peores acabados superficiales en las piezas elaboradas, la fundición en arena es la mejor opción en cuanto a costos de fabricación y disponibilidad de la tecnología en el Área Metropolitana de Bucaramanga (A.M.B). Empresas como “Fundiciones El Cóndor”, facilitan la elaboración de piezas mediante fundición en arena, debido a que cuentan con varios años de experiencia en el área de la fundición de elementos constitutivos de máquinas.

Debido a que el cilindro original del motor Shindaiwa S450EC1 fue elaborado mediante fundición de aluminio por inyección, lo cual se determinó a partir de los resultados arrojados por los análisis metalográficos, la experiencia del personal encargado de los laboratorios de metalurgia de la Universidad Industrial de Santander y el conocimiento de las empresas del A.M.B, se toma este proceso de

manufactura como proceso referencia y se compara directamente con el proceso de manufactura que ofrece las mejores posibilidades de fabricación en el Área Metropolitana de Bucaramanga. Esta comparación se puede observar en la tabla 13 que se presenta a continuación.

Tabla 13. Tabla comparativa fundición en arena Vs fundición por inyección

	<b>Fundición en arena</b>	<b>Fundición por inyección</b>
<b>Tiempo de preparación</b>	Pocos días	Varias semanas
<b>Costo inicial</b>	Bajo	Costoso
<b>Costos de operación</b>	Altos costos en jornadas largas	Bajos costos en jornadas largas
<b>Acabados</b>	Grumoso	Liso
<b>Coladas</b>	Altas temperaturas	Materiales de alta fluides , mayor vida con temperaturas bajas(e.g., zinc)
<b>Tamaño del producto</b>	Ilimitado	La masa de la fundición debe estar entre 30 gr y 10 Kg, la fundición debe ser menor a 600 mm de longitud
<b>Grosor de las paredes</b>	Más grueso que en fundición por inyección	Más delgado que fundición con arena

La viabilidad económica de este proyecto fue uno de los factores principales al momento de seleccionar el proceso de manufactura, debido a que la fabricación de autopartes requieren una elevada inversión inicial para la elaboración de grandes lotes de autopartes, en el caso de este proyecto fue necesario reducir estos costos iniciales debido a que la fabricación del cilindro prototipo se limitaría a una o dos piezas, dependiendo de los costos totales de fabricación por prototipo y teniendo en cuenta los recursos con los cuales se contaba para la realización del proyecto.

A continuación se presentan en la tabla 14 los costos de la elaboración del cilindro prototipo dependiendo del principal proceso de manufactura y de la cantidad mínima de piezas fabricadas que cada uno de ellos ofrece.

Tabla 14. Costos de los distintos procesos de manufactura

<b>Proceso Manufactura</b>	<b>Empresa</b>	<b>Costo Unitario [ \$/Und ]</b>	<b>Pedido Mínimo [ Und ]</b>	<b>Costo Total [ \$ ]</b>	<b>Otros costos</b>
<b>Fundición por inyección</b>	Celsa S.A.	58.000	1.000	58'000.000	Matrices
<b>Fundición en arena</b>	Fundiciones El Cóndor	200.000	1	200.000	Molde
<b>Fundición en cera perdida</b>	Fragaing S.A.	250.000	1	250.000	Parafina
<b>Maquinado CNC</b>	Industrias Tanuzi	900.000	1	900.000	Programación

Basados en los resultados del análisis anterior, se seleccionó la fundición en moldes de arena como el principal proceso de manufactura para la fabricación del cilindro prototipo, debido en gran parte por las ventajas económicas que ofrecía al proyecto, así como la disponibilidad de empresas con gran experiencia en la elaboración de partes para máquina mediante este método de fabricación, en el A.M.B.

Es importante resaltar, que el costo final de la elaboración completa del prototipo está por encima de los \$1'500.000 (COP) debido a la necesidad de un proceso de maquinado posterior al proceso de fundición. Este proceso de maquinado es

necesario para la elaboración de las aletas de enfriamiento del prototipo, además de del refrentado de las caras planas, realización de acabados superficiales, taladrados y elaboración de roscas, ajuste final de medidas e inserción de la camisa de fundición gris en el cuerpo de aluminio del cilindro prototipo. En la tabla 15 se muestran los costos del proceso maquinado del prototipo realizados en las empresas VAL Ltda y Fundiciones El Condor.

Tabla 15. Costo de los procesos de maquinado

<b><i>Elaboración de aletas enfriamiento.</i></b>	\$130.000
<b><i>Refrentado de caras planas.</i></b>	
<b><i>Acabados superficiales.</i></b>	
<b><i>Taladrados.</i></b>	\$120.000
<b><i>Elaboración de roscas de sujeción</i></b>	
<b><i>Elaboración e inserción de camisa</i></b>	

Según el acuerdo 1279 de junio 19 de 2002, por el cual se establece el régimen salarial y prestacional de los docentes de las universidades estatales aplicado en la UIS, mostrado en la tabla 16.

Tabla 16. Honorarios profesionales

<b>Cantidad</b>	<b>Profesional</b>	<b>Horas/M</b>	<b>Meses</b>	<b>Valor/h</b>	<b>Valor/T</b>
1	Director Dr. Ing. Jorge Chacón	6	8	\$150.000,00	\$ 7'200.000,00

Según el acuerdo 020 de junio 13 de 2014, por el cual se establece el pago a estudiantes investigadores UIS, contemplado en el artículo 2. Mostrado en la tabla 17.

Tabla 17. Remuneraciones a estudiantes

Cantidad	Estudiante	Horas/M	Meses	Valor/h	Valor/T
1	Angie Carolina Fuentes Bayona	80	8	\$15.400,00	\$ 9.856.000,00
1	José Adolfo Suescún Riveros	80	8	\$15.400,00	\$ 9.856.000,00
<b>TOTAL</b>					\$ 19.712.000,00

En la tabla 18 se muestra el costo total final del proyecto de investigación realizado.

Tabla 18. Costos de productos y servicios.

DESCRIPCIÓN	COSTO (\$COP)
Manufactura de la pieza	450.000
Ensayo Metalográfico	300.000
Ensayo Microdureza	50.000
Ensayo Rugosidad	150.000
Ensayo Espectroscopía	80.000
Costo del material	50.000
Viáticos y subsistencias	100.000
Útiles de Oficina	50.000
Servicios básicos ( electricidad, Internet, teléfono, otros)	250.000
Combustibles y Repuestos	120.000
<b>Costo total de fabricación de la pieza</b>	<b>1'600.000</b>

### 4.3 PROCESO GENERAL DE MANUFACTURA DEL CILINDRO PROTOTIPO

Para la elaboración del cilindro prototipo fue necesario realizar un proceso completo de manufactura que va desde la fundición del material hasta el acabado superficial de la pieza. A continuación en la figura 80 se ilustra el proceso general de la manufactura del cilindro prototipo.

**Figura 81.** Proceso de manufactura del cilindro prototipo



**4.3.1 Selección del material.** A partir del análisis metalográfico y de los ensayos de composición química y microdureza, es posible determinar el material adecuado que se debe seleccionar para el proceso de manufactura del cilindro prototipo.

Los resultados del análisis metalográfico realizado al material del cilindro original Shinaiwa S450EC1, arrojaron indicios preliminares del tipo de material empleado para la fabricación del elemento, el cual cuenta con una estructura granular plana, orientada en la misma dirección, lo cual indica que el proceso de elaboración fue mediante un proceso de fundición.

Seguidamente se realizó un ensayo de composición química mediante un microscopio espectrográfico ubicado en los laboratorios UIS-Guatiguara, con el fin de determinar los diferentes porcentajes de los elementos que componen el material con cual fue fabricado el cilindro original (Véase sección 4.1.2.5). Este estudio arrojó resultados concretos del tipo de aleación, la cual resultó ser una aleación Aluminio-Silicio de la serie 4000.

Posteriormente, basados en los resultados del análisis de microdureza, el cual arrojó resultados de dureza de material correspondientes a 118,9 HV para el cuerpos de aluminio del cilindro y 429,7 HV para las paredes internas del cilindro y la cámara de combustión, se decidió seleccionar como material para la construcción del cilindro prototipo, una aleación aluminio-silicio 4032, debido que estas aleaciones se utilizan en procesos térmicos con precipitación a altas temperaturas y altas presiones. Por esto se utiliza en émbolos y cilindros de motores, donde se requieren propiedades de alta resistencia y choque térmico. Con altas cantidades de silicio se mejora la colabilidad y la fluidez de la aleación líquida.

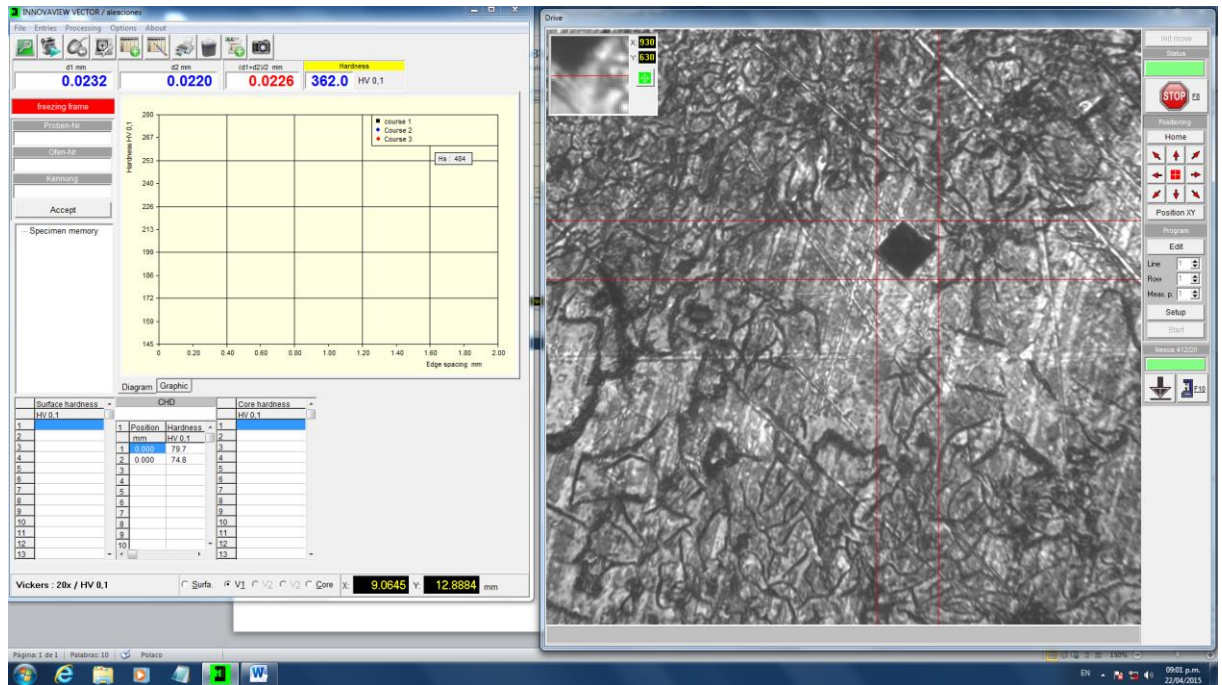
En las superficies internas del cilindro original del motor Shindaiwa S450EC1 se encuentran un recubrimiento de Nikasil, la cual es una marca registrada de una aleación de níquel y silicio utilizada para el revestimiento de las camisas de los cilindros en algunos motores contruidos en aluminio, tanto de motocicletas como de automóviles, la cual, cumple la función de película deslizantes entre las los anillos del émbolo y las paredes interiores del cilindro, aumentando la dureza de superficies localizadas para aumentar su resistencia al desgaste. Las ventajas de los cilindros con recubrimiento de aleación Niquel-Silicio son:

- Menor fricción entre los elementos móviles
- Mayor durabilidad del motor
- Permite regímenes de giro más altos
- Al prescindir de las camisas húmedas, la cilindrada puede aumentarse sin modificar el bloque motor, agregando una posibilidad de mayor durabilidad.

La principal y única desventaja de los cilindros con recubrimiento interno de niquel-silicio es la imposibilidad de realizar un posterior rectificado.

Se seleccionó una camisa de fundición gris elaborada en la empresa VAL Ltda debido a que posee valores de dureza cercanos a los del recubrimiento de Nikasil, presente en el cilindro original. Adicionalmente, se realizó un examen de rugosidad sobre las superficies de la camisa de fundición gris, con el fin de comparar los acabados superficiales de las paredes internas del cilindro original y del cilindro prototipo. A continuación se muestran los resultados del análisis de microdureza y rugosidad, realizados sobre la camisa de fundición gris que se utilizó en el cilindro prototipo. En la figura 82 se muestra la interfaz gráfica del software empleado para el ensayo de microdureza para la fundición gris.

Figura 82. Ensayo de microdureza fundición gris



En la tabla 19 se comparan los resultados de los análisis de microdureza realizados sobre las superficies internas del cilindro original y del cilindro prototipo.

Tabla 19. Dureza de paredes internas de los cilindro

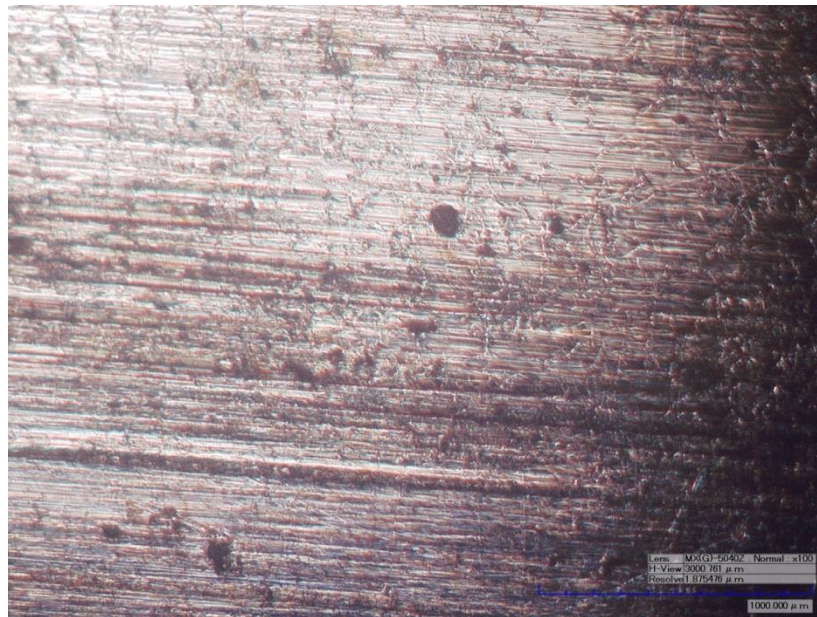
	DUREZA VICKERS	
	Camisa fundición gris	Paredes del cilindro (Nikasil)
1	362,6	429,8
2	303,0	433,4
3	330.,0	428,9
Promedio	331,8	429,7

Los valores finales de dureza superficial de las paredes internas de la camisa de fundición gris son cercanos a los valores de microdureza del recubrimiento de

Nikasil del cilindro original, esta es una razón por la cual se decidió emplear una camisa de fundición gris ára las paredes internas del cilindro prototipo.

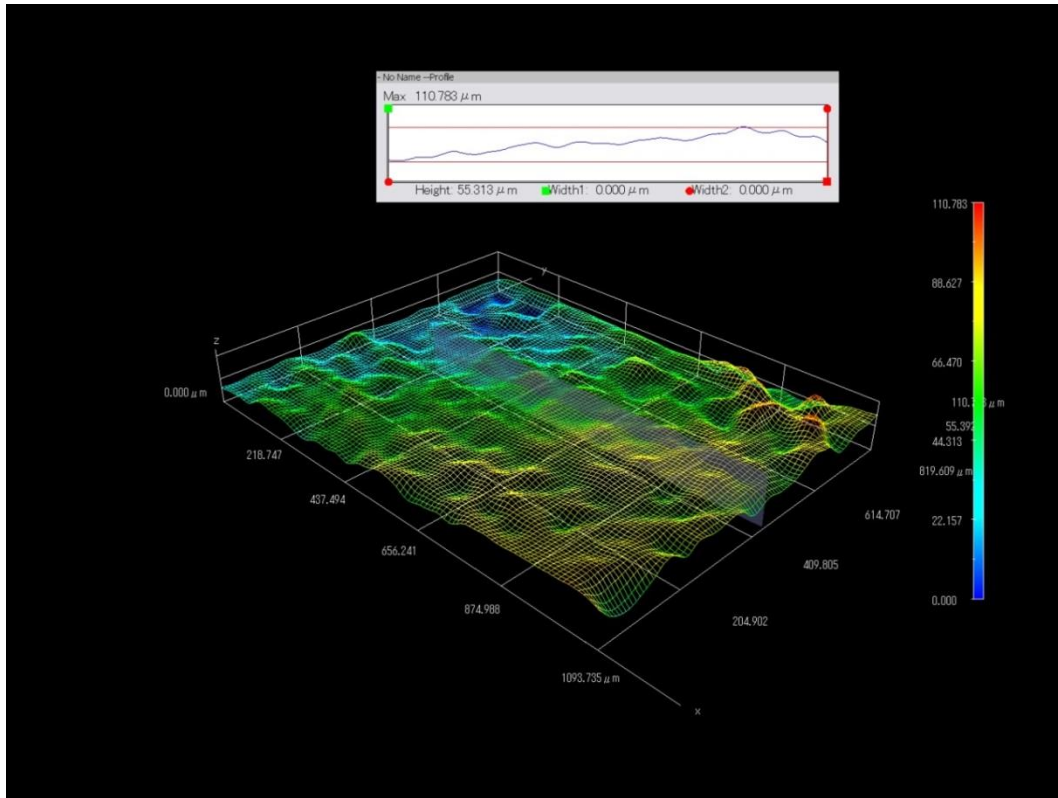
A continuación, en la figura 83 se muestra la superficie de la camisa de fundición gris sobre la cual se realizó el análisis de rugosidad mediante microscopía 3D y adicional a esto, se muestran, en la figura 84, los resultados del análisis de rugosidad sobre la camisa de fundición.

Figura 83. Superficie de análisis de rugosidad de la camisa de fundición gris.



Fuente: Microscopio HIROX grupo de investigación GIMAT.

Figura 84. Análisis de rugosidad de la camisa de fundición gris.



Fuente: Microscopio HIROX grupo de investigación GIMAT.

En la tabla 20 se comparan los resultados del análisis rugosidad obtenidos del cilindro original y de la camisa de fundición gris utilizada en el cilindro prototipo.

Tabla 20. Tabla comparativa de rugosidades.

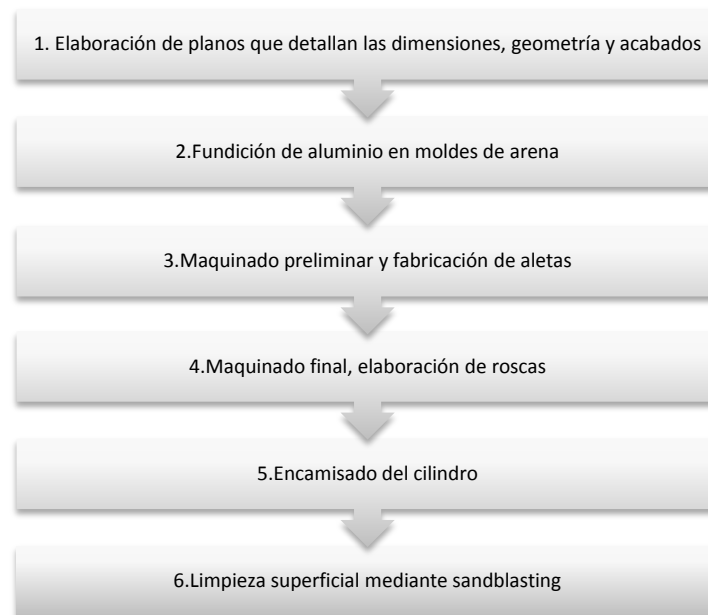
	RUGOSIDAD [μm]	
	Camisa fundición gris	Paredes del cilindro (Nikasil)
<b>Altura máxima</b>	110,783	91,252
<b>Promedio</b>	55,313	55,749

Se puede observar que el acabado superficial de las paredes internas del cilindro original y de la camisa de fundición gris son similares, por lo tanto, se corrobora la

selección de una camisa de fundición gris para las paredes internas del cilindro prototipo.

**4.3.2 Operaciones del proceso de manufactura.** Debido a la complejidad que presenta la geometría del cilindro del motor de la desmalezadora Shindaiwa B450 y a la carencia de maquinaria necesaria para realizar la fundición por inyección en el área metropolitana de Bucaramanga, la cual sería la opción ideal para el proceso de fabricación de grandes lotes de piezas con bajos costos de producción, lo cual implica que para la elaboración de un solo prototipo los costos se elevan notablemente debido a la construcción de las matrices para inyección en acero. Por estos motivos se optó por un proceso alternativo de manufactura, en el cual se combinan distintos usos y tratamientos de la materia prima. El proceso de manufactura llevado a cabo se muestra en la figura 85.

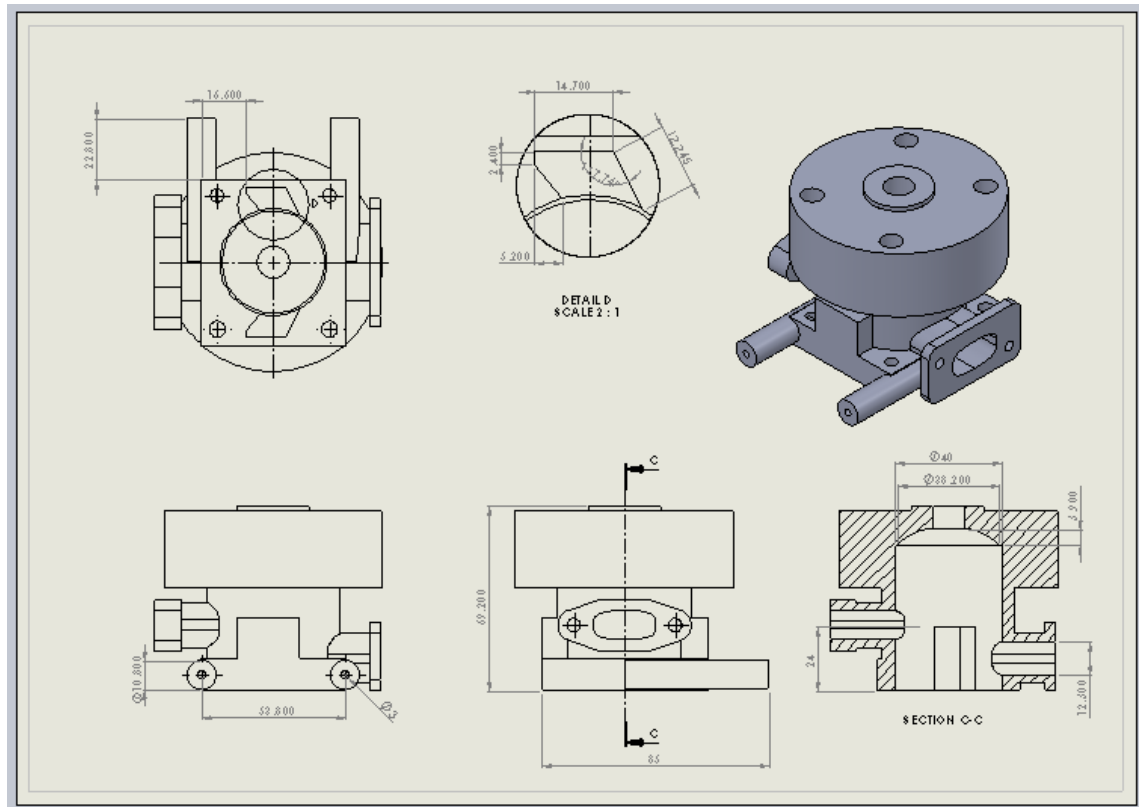
Figura 85. Diagrama de flujo del proceso de manufactura



A continuación se describen detalladamente cada uno de los pasos que componen el proceso de elaboración del cilindro prototipo.

**4.3.2.1 Elaboración de planos.** Gracias al software CAD SolidWorks es posible crear planos en documentos de pieza o ensamblaje. También se pueden utilizar los planos para croquizar, para crear una vista de sección de un modelo, para un plano neutro en una operación de ángulo de salida, etc. El objetivo de la elaboración de los planos es ilustrar de manera detallada las dimensiones y la geometría del cilindro prototipo para su posterior elaboración. Para cada uno de los posteriores pasos de elaboración del cilindro es importante respetar cada una de estas dimensiones con el fin de obtener una pieza lo más fiel posible al modelo virtual. En la figura 86 se muestran el plano para la elaboración del modelo de madera para la fundición en arena del cilindro prototipo.

Figura 86. Planos del modelo de madera.



**4.3.2.2 Fundición de aluminio en moldes de arena.** Las piezas moldeadas por fundición se construyen con suficiente perfección, son estéticas y prácticas,

tienen una gran variedad de materiales para coladas con características específicas desde el punto de vista mecánico, físico, químico y tecnológico.

La fundición inyectada es más fácil de mecanizar y automatizar, un punto a favor es la capacidad de fabricación en grandes series.

Propiedades sobresalientes de la fundición de aluminio:

- Alta resistencia a la fatiga, por lo tanto ahorro de masa de hasta un 50% frente a la fundición gris.
- Alta precisión y calidad en medidas superficiales, por lo que es casi innecesario limpieza y mecanizado.
- Buena capacidad de mecanizado, por lo tanto bajo costo en finales de acabado.
- Altas posibilidades de tratamientos superficiales.

En el momento de fundir piezas de aluminio debemos tener en cuenta formas, dimensiones, masa de la pieza, exactitud en las medidas, grado de dificultad, calidad superficial, número de piezas, características mecánicas, aleaciones.

El molde se hace de arena con la ayuda de un modelo, los machos se realizan con una mezcla de marmolina, silicato de sodio y arena silica. La fundición en arena es apropiada para piezas fundidas aisladas, preferiblemente grandes y complejas, para series pequeñas.

Con el fin de obtener un modelo preliminar para su posterior maquinado se optó por un proceso de fundición de aluminio en moldes de arena, para la elaboración de los moldes fue necesario la elaboración de un modelo en madera el cuál

cumpliera con los parámetros de la geometría final deseada en la fundición, para la elaboración del modelo fue necesario el uso de los planos del modelo sin aletas. La imposibilidad de fundir directamente el modelo con aletas radica en la longitud de las mismas al intentar elaborar un molde que incluyera aletas de refrigeración se pudo observar que se presentaba la dificultad del colapso del molde en la sección correspondiente al área aleteada, por esta razón se decidió elaborar un modelo sin aletas para posteriormente elaborarlas con la ayuda de un torno mecánico. En la figura 87 se muestra el modelo de madera para la fundición en arena.

Figura 87. Modelo de fundición



Para garantizar una superficie en el modelo lo más lisa posible se procedió a aplicar una capa de parafina en toda la superficie del modelo con el fin de eliminar la porosidad natural presente en la madera, tal y como se muestra en la figura 88.

Figura 88. Modelo cubierto con parafina



Para garantizar que el modelo no destruya el molde en el momento de retirarlo se procedió a aplicar una capa de grafito en polvo en las superficies del modelo, el grafito en polvo funciona como un lubricante sólido que permite un deslizamiento entre las paredes del modelo y el molde. Véase figura 89.

Figura 89. Modelo con recubrimiento de grafito



Posteriormente se procedió con la ubicación del modelo dentro de la caja con arena previamente tamizada, las dimensiones de la caja son 25 cm de ancho, 30 cm de largo y 20 cm de alto. La arena es compactada para garantizar que se

conservar la forma del modelo en el molde y no se desarme al momento de retirar el modelo. Véase figura 90.

Figura 90. Modelo en caja de arena.



Para garantizar que las dos mitades del modelo no queden adheridas una a la otra, destruyendo el molde, se adiciona una capa de polvo de marmolina sobre la superficie de arena compactada de la mitad inferior del molde, tal y como se muestra en la figura 91.

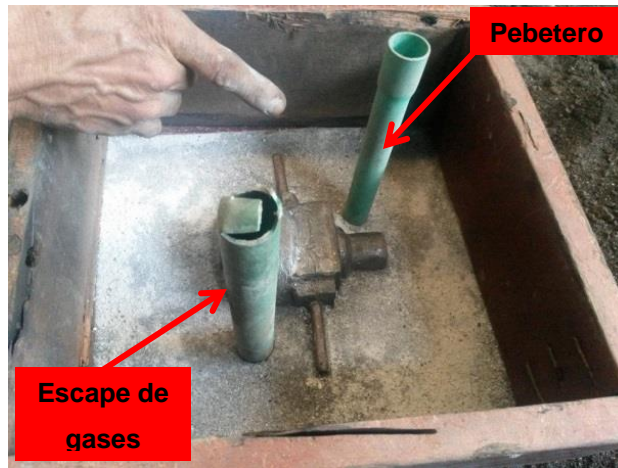
Figura 91. Molde con superficie de marmolina



Seguido de esto se procedió con la colocación de la caja superior para completar la otra mitad del molde de la misma forma que el anterior, compactando la arena,

colocando el pebetero para la entrada del material fundido, también es ubicado el agujero de desfogue de gases calientes para evitar fracturas en el molde generadas por aumentos de presión. Véase figura 92.

Figura 92. Pebetero y agujero de desfogue



En la figura 93 se muestra el ensamble de las cajas de fundición listas para se llenadas con arena de sílice.

Figura 93. Molde de arena con caja superior listo para llenar y compactar



A continuación, después de compactar la arena de fundición de forma pareja, se procede a retirar los tubos de PVC que conforman el pebetero y el agujero de desfogue y posteriormente se retiró el modelo del molde de arena. Véase figura 94.

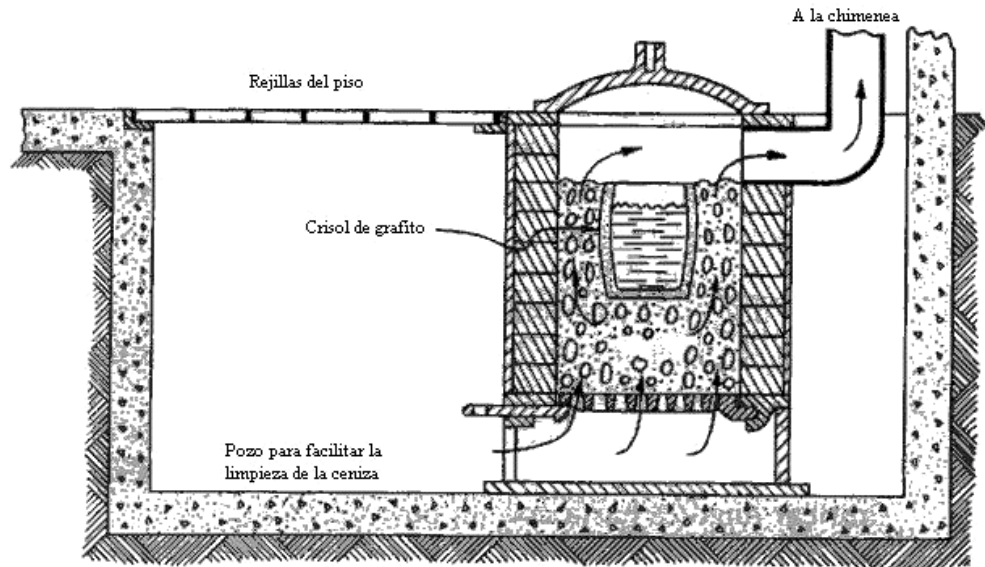
Figura 94. Molde de arena compactada



Después se procedió con la ubicación de los machos de arena de sílice los cuales representaban los agujeros de admisión, escape y agujero que posteriormente alojará la camisa del cilindro.

Al colocar correctamente las cajas y los machos se procede a llenar los moldes con el aluminio en estado líquido. Para la fundición del aluminio se empleó un horno de inducción de aire que alcanzaba temperaturas cercanas a los 1000°C, temperatura suficiente para fundir el aluminio el cual posee un punto de fusión cercano a los 400°C. Véase figura 95.

Figura 95. Horno de fundición.



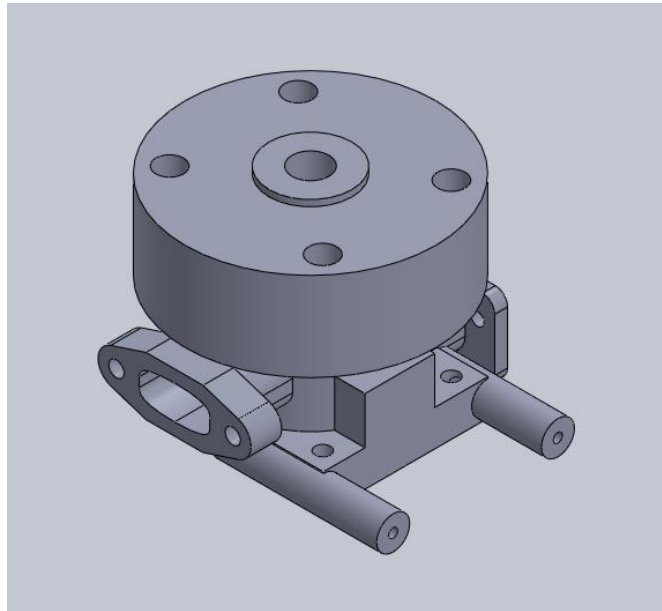
*Horno estacionario con coque*

Fuente: MIKELL P. GROOVER, Fundamentos de Manufactura Moderna, 1997.

El tiempo de enfriamiento del aluminio fue de aproximadamente dos horas a temperatura ambiente, finalmente se procedió a extraer la pieza fundida del molde, destruyendo el molde de arena. Es importante aclarar que para futuros procesos de fundición del mismo modelo el tiempo y los costos de fabricación son menores debido a que ya se cuenta con el modelo de la primera fundición. El proceso de fundición fue llevado a cabo en el taller de FUNDICIONES EL CONDOR ubicado en la calle 24 #14-28 con la colaboración del señor Luis Rico propietario del negocio. Una vez obtenida la pieza fundida, se realizó una inspección visual para detectar porosidades, burbujas o imperfecciones que comprometieran la calidad de la pieza. También se realizó un proceso de medición para corroborar que la geometría final del elemento fundido correspondiera a las medidas indicadas en los planos. Este proceso de medición fue realizado con un calibrador digital Pie de rey.

**4.3.2.3 Maquinado preliminar y fabricación de las aletas.** Debido que a partir del proceso de fundición se obtuvo un modelo preliminar con una geometría aproximada a la pieza deseada, fue necesario llevar a cabo un proceso de maquinado para la elaboración de las aletas de refrigeración, refrentado de caras planas correspondientes a los puertos de admisión y escape y el asiento del cilindro. En la figura 96 se muestra el diseño de la pieza obtenida del proceso de fundición

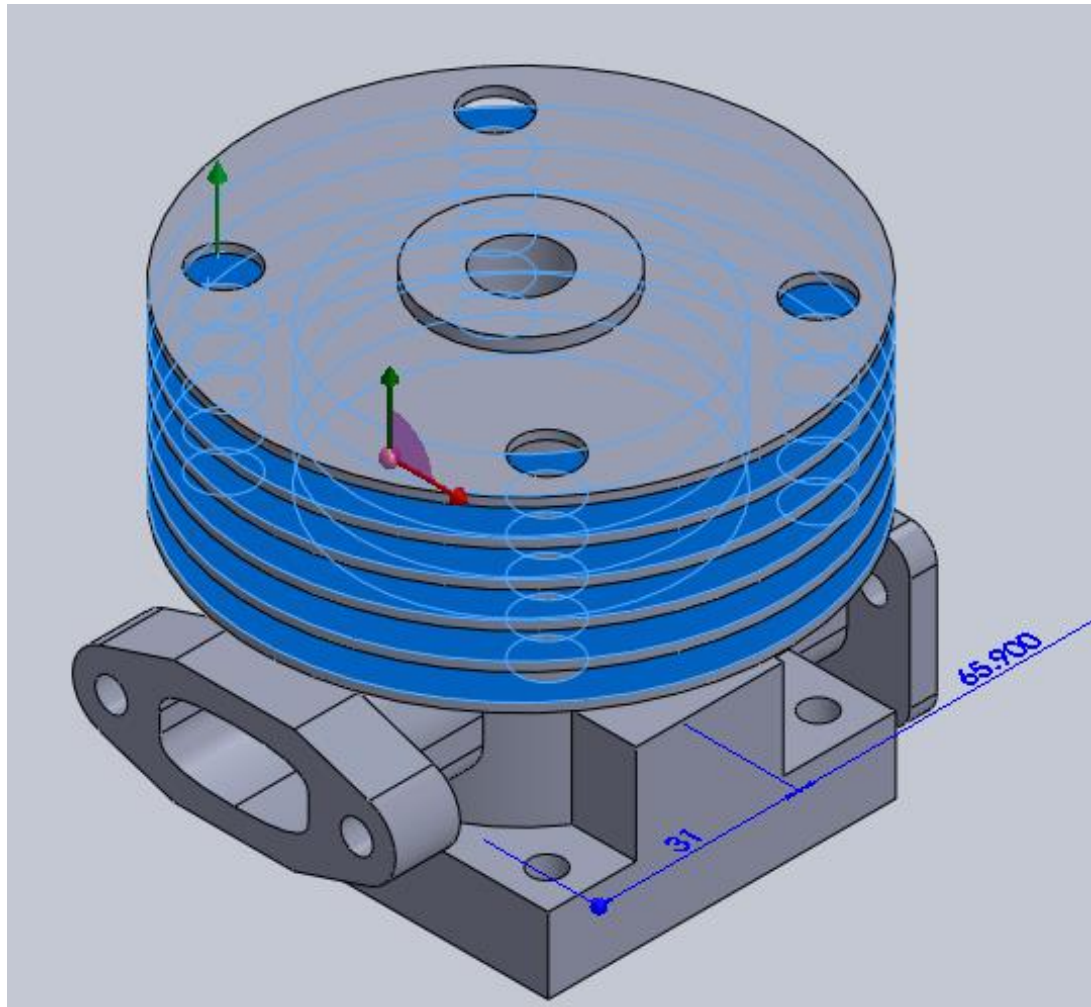
Figura 96. Cilindro preliminar sin aletas.



El proceso de maquinado preliminar fue llevado a cabo primeramente en un torno mecánico en el cual se elaboraron las aletas de refrigeración del cilindro dichas aletas tienen una separación 4mm y una profundidad de 12mm. Estas dimensiones corresponden a los resultados arrojados por el análisis de transferencia de calor y diseño del sistema de enfriamiento, Véase sección 4.4.

En la figura 97 se muestra una representación virtual de las aletas de refrigeración, para mayor detalle de la geometría de la figura véase figura 113.

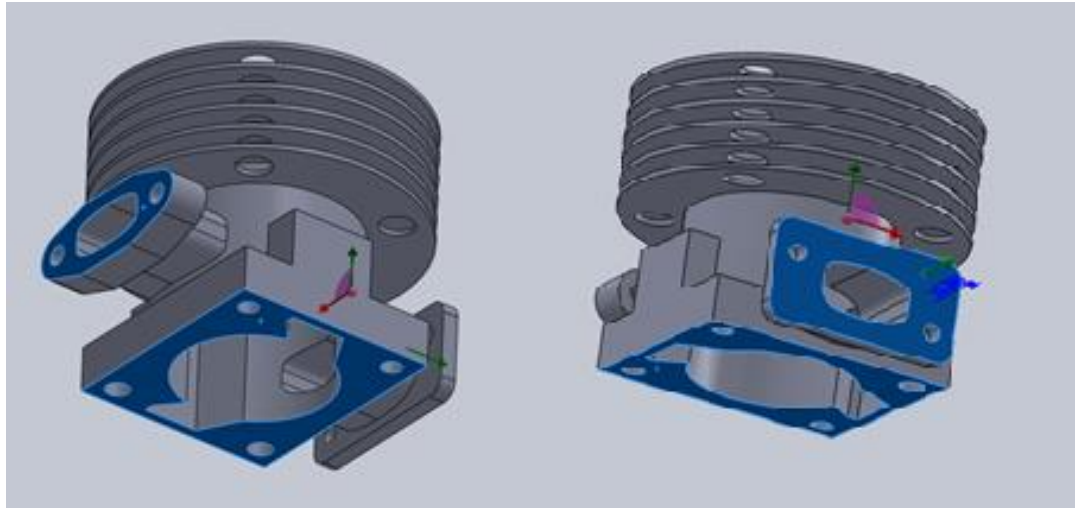
Figura 97. Representación virtual de las aletas de refrigeración.



La siguiente etapa en el proceso de maquinado preliminar corresponde al refrentado de las caras planas de los puertos de admisión y escape las cuales son paralelas entre sí, así como la cara correspondiente al asiento del cilindro, la cual es perpendicular a las dos caras de los puerto.

En la figura 98 se muestran las caras paralelas y perpendiculares elaboradas mediante un proceso de refrentado.

Figura 98. Caras refrentadas del bloque.



Este proceso fue llevado a cabo en el taller de mecanizado industrial Layton ubicado en la calle 23 # 12-10 Bucaramanga, Santander, Colombia.

Las velocidades de corte que se emplearon en el torno mecánico de ejes paralelos para el material aluminio 4032-T6, se muestran en la tabla 21.

Tabla 21. Velocidades de corte en torno mecánico para distintos materiales.

	Refrendado, torneado, rectificación				Roscado	
	Desbastado		Acabado		Roscado	
Material	pies/min	m/min	pies/min	m/min	pies/min	m/min
Acero de máquina	90	27	100	30	35	11
Acero de herramienta	70	21	90	27	30	9
Fundición gris	60	18	80	24	25	8
Bronce	90	27	100	30	25	8
Aluminio	200	61	300	93	60	18

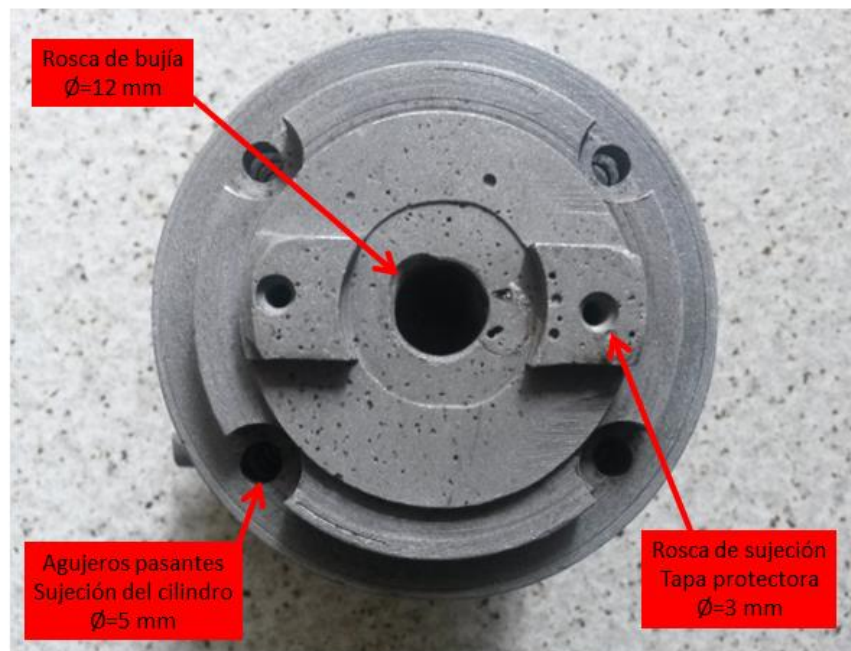
**4.3.2.4 Maquinado final, elaboración de roscas.** Posterior al proceso de maquinado preliminar en el cual se elaboraron las aletas del cilindro, se procedió a

rectificar los agujeros correspondientes a los puertos de admisión y escape, este proceso se conoce como porteado de lumbreras, adicional a este proceso se realizó un rectificando preliminar al agujero que contiene el cilindro. Es importante tener en cuenta al momento de rectificar los puertos que las medidas de los mismos deben ser coherentes con las dimensiones de las boquillas de conexión del carburador y el múltiple de escape. Esto con el fin de garantizar el sellado entre las piezas para evitar posibles fugas y escapes de presión.

Seguido de este proceso se realizaron los respectivos taladrados correspondientes a la pieza mediante un taladro de columna vertical

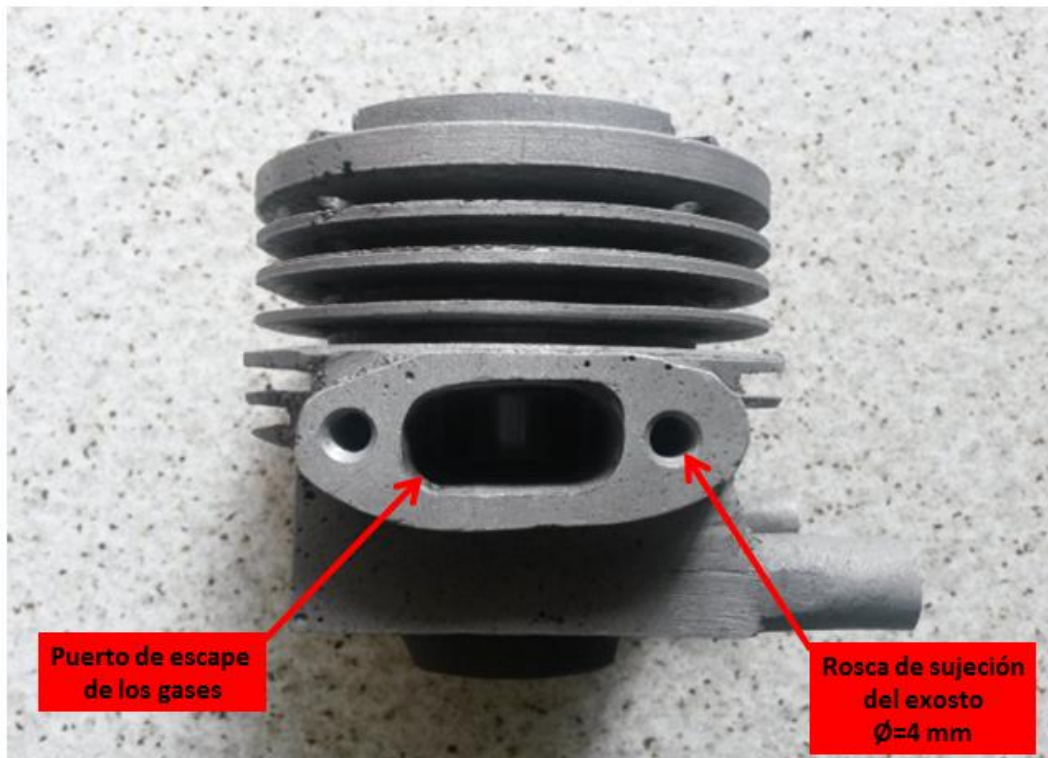
Estos taladrados corresponden a cuatro agujeros pasantes para sujeción del cilindro en la carcasa del cigüeñal, dos agujeros superiores de 3mm de diámetro y 15mm de profundidad para la sujeción de la tapa de protección, un agujero central pasante de 12mm de diámetro el cual corresponde al posicionamiento de la bujía de ignición. Estos taladrados se ilustran en la figura 99.

Figura 99. Taladrados superiores



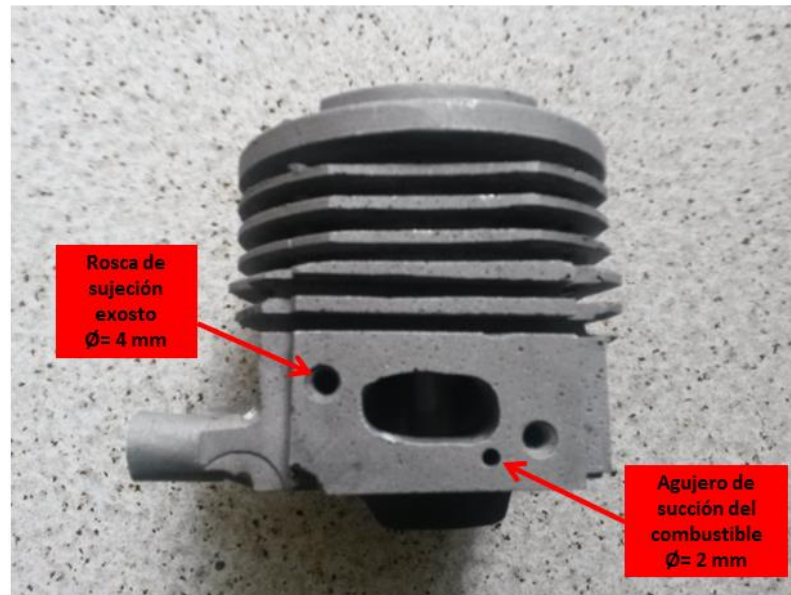
A continuación se elaboraron dos agujeros de 5mm de diámetro, 16mm de profundidad los cuales corresponden a la rosca de sujeción del múltiple de escape, tal como se muestra en la figura 100.

Figura 100. Taladrados puerto de escape



Seguido de esto se realizó el taladrado que corresponde al roscado del puerto de admisión con agujeros de 5mm de diámetro, 16mm de profundidad, también se tuvo en cuenta el agujero de bombeo de gasolina que es fundamental debido a que garantiza el constante flujo de combustible desde el tanque hacia el cilindro mediante el efecto de succión producido por el cigüeñal en la parte inferior del cilindro. Esto se muestra en la figura 101.

Figura 101. Taladrados puerto de admisión



Los taladrados correspondientes a los vástagos de sujeción de la bobina fueron realizados con una broca de 3mm de diámetro y 16mm de profundidad, mostrados en la figura 102.

Figura 102. Taladrado vástagos de sujeción de la bobina



Terminados los taladrados se realizaron las respectivas roscas de sujeción de los diferentes elementos que acompañan al cilindro tales como el carburador, múltiple de escape,

Para la elaboración de las roscas de sujeción se utilizaron machos que son herramientas de corte con las que se hacen las roscas en la parte interna de los agujeros en este caso con medidas de 3, 4, 5 y 12mm. Véase figura 104.

La herramienta debe tener un diámetro específico y un paso de rosca establecido por algún sistema de rosca. El proceso del roscado a mano se realiza aplicando tres machos en forma sucesiva. El primer macho posee una entrada larga cónica y carece de dientes. Se utiliza para comenzar y guiar la rosca. El siguiente se utiliza para desbastar la rosca y el último acaba y calibra la rosca. También se puede emplear como macho de máquina. Hay cuatro tipos principales: macho con canal recto, macho con canal helicoidal a derechas y macho con canal helicoidal a izquierdas y corte a derechas. Este último se utiliza para roscar agujeros con un corte interrumpido por ejemplo los chaveteros longitudinales, agujeros transversales. La viruta va en dirección del avance del macho evitando quedarse atrapada entre las paredes del orificio y los dientes del macho. Finalmente, el macho recto con entrada corregida se utiliza en agujeros pasantes.. En la figura 103 se muestra la elaboración de la rosca de sujeción.

Figura 103. Elaboración de rosca de sujeción



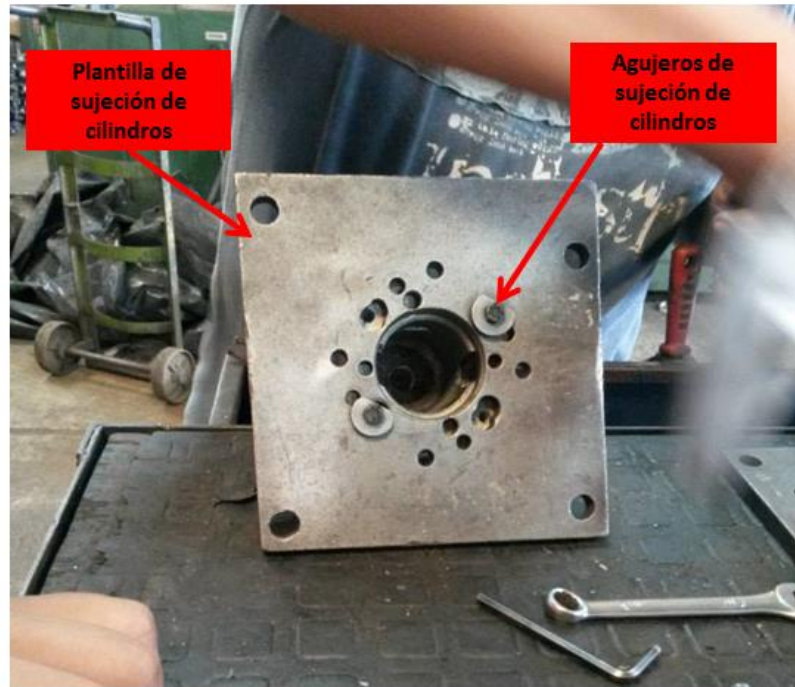
Figura 104. Macho de roscado manual



**4.3.2.5 Encamisado del cilindro.** Para la etapa de manufactura del cilindro interior del bloque del motor Shindaiwa B450, se decidió llevar a cabo un proceso de encamisado del cuerpo del cilindro, debido a los beneficios que presenta en cuanto a durabilidad de la pieza y facilidad de fabricación aprovechando que en la ciudad de Bucaramanga se cuenta con una industria fuertemente establecida en diseño, fabricación y producción de camisas para motores tales como, Industrias Lavco Ltda. y Vesga Asociados Ltda.

Inicialmente este proceso se llevó a cabo mediante una rectificación preliminar del agujero que posteriormente alojará la camisa, esto con el fin de eliminar las asperezas superficiales causadas por el proceso de fundición en molde de arena. Para lograr un rectificado satisfactorio de una superficie cilíndrica, primero es necesario asegurar el posicionamiento de la pieza, para esto se emplea una plantilla metálica con agujeros previamente taladrados que contienen la forma de los agujeros de sujeción del cilindro, se muestra en la figura 105.

Figura 105. Plantilla de sujeción del cilindro



A continuación se procede con la colocación de la pieza en la máquina rectificadora de cilindros, para esta tarea se empleó un reloj de precisión como el mostrado en la figura 106 Para garantizar la colocación de la superficie cilíndrica perfectamente alineada al eje de corte de la máquina. Una vez nivelada la máquina, se procedió a asegurarla para evitar que por motivos externos se descalibre. Las medidas del agujero rectificado corresponden a 44mm de diámetro y 60mm de profundidad para así garantizar el posterior ajuste entre la camisa y el agujero del cilindro y con un ajuste de 4 milésimas de pulgada. La máquina empleada para el proceso de rectificado fue una Kellenberger N°60K. Véase figura 107.

Figura 106. Alineación del cilindro mediante micrómetro de reloj.



Figura 107. Proceso de rectificado.



Seguido de la rectificación del cilindro se llevó a cabo la preparación de la camisa de fundición gris con el fin de alcanzar las medidas necesarias que aseguren un ajuste forzado entre camisa y bloque de motor, para esto fue necesario el uso de un torno mecánico para rebajar la medida de los diámetros internos y externos del cilindro de fundición de hierro gris. Las medidas de la camisa son 44mm de diámetro y 64mm de profundidad. Como se muestra en la figura 108.

Figura 108. Preparación de la camisa mediante torno mecánico



Para la fabricación de los agujeros de las lumbreras o puertos de admisión y escape se realizó una plantilla en papel calcando la ubicación de cada uno de los agujeros para su posterior maquinado con la ayuda de una herramienta escariadora de 4mm de diámetro. Véase figuras 109.y 110.

Figura 109. Camisa con la respectiva plantilla para maquinar



Figura 110. Maquinado de los agujeros de la camisa



Listos el agujero del cilindro y la respectiva camisa se procedió a prensarlas con un ajuste de 4 milésimas de pulgada, este proceso lo podemos apreciar en la figura 111.

Figura 111. Proceso de prensado



El fabricante puede realizar hasta cuatro rectificaciones de 0,2 mm cada rectificando, así como juegos de pistones y segmentos agrandados a las nuevas medidas de rectificación. Generalmente los fabricantes disponen de pistones agrandados en 0,1; 0,2; 0,4 y 0,8 mm, con respecto al diámetro original o estándar. En la tabla 22 podemos ver un ejemplo de correspondencia entre pistones y cilindros.

Tabla 22. Tolerancias permisibles según el desgaste

Sobremedidas	Diámetro Pistón	Diámetro Cilindro	Juego de montaje
St	74,95	75	0,05 ± 0,01
0,1	75,05	75,1	0,05 ± 0,01
0,2	75,15	75,02	0,05 ± 0,01
0,4	75,35	75,04	0,05 ± 0,01
0,8	75,75	75,8	0,05 ± 0,01

Fuente: <http://www.fergon.com.co/PDF/rectificado-motores.pdf>

Posterior al prensado se requirió hacer un bruñido para reducir 4 milésimas de pulgada con lijas de 150 y 320 lubricando la camisa con ACPM. Véase figura 112.

Figura 112. Proceso de bruñido de la camisa



El proceso de bruñido fue llevado a cabo mediante experiencia técnica de los operarios de la empresa VAL Ltda.

**4.3.2.6 Limpieza superficial mediante sandblasting.** Como parte final del proceso de encamisado se limpiaron las superficies exteriores del cilindro con el

método de sandblasting utilizando medios de arena de sílice con el objetivo de obtener una mejor apariencia de la pieza.

Este proceso fue llevado a cabo gracias a la colaboración de Vesga Asociados Limitada una de las mayores relacionadas con metalmecánica industrial del área metropolitana de Bucaramanga, pioneros en fabricación de camisas y encamisados de motores de combustión interna en nuestra región, con la orientación técnica del señor Leonel Vesga, socio accionista de la empresa.

**4.3.3 Documentación y hojas de ruta del proceso de manufactura.** A continuación se muestran los documentos y archivos generados para la correcta fabricación del cilindro prototipo teniendo en cuenta las dimensiones finales deseadas. Estos planos y hojas de ruta se muestran en las figuras 113, 114, 115, 116, 117, 118, 119, 120, 121, 122.





Figura 115. Planos de fabricación de la camisa

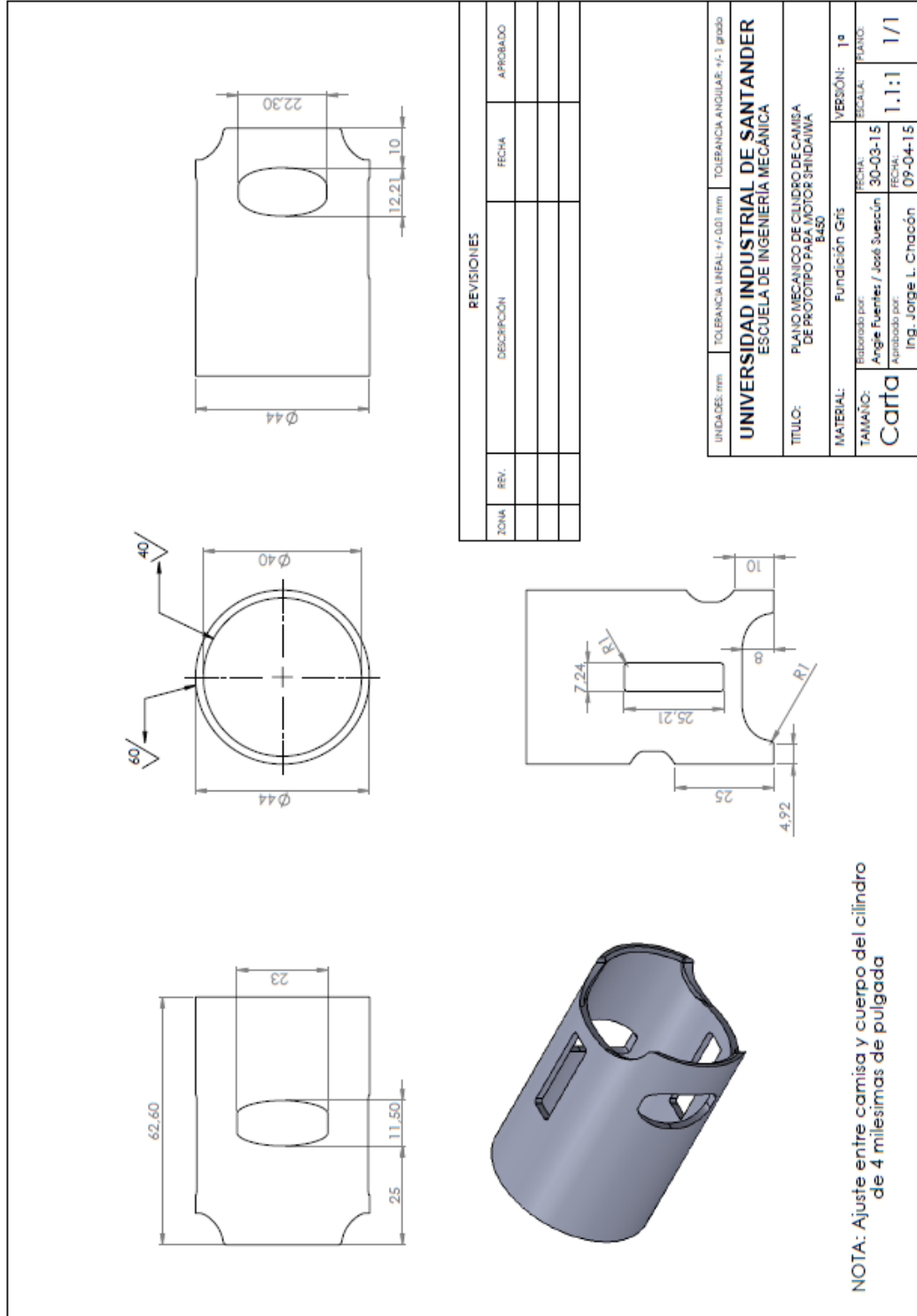


Figura 116. Planos de elaboración de fundición

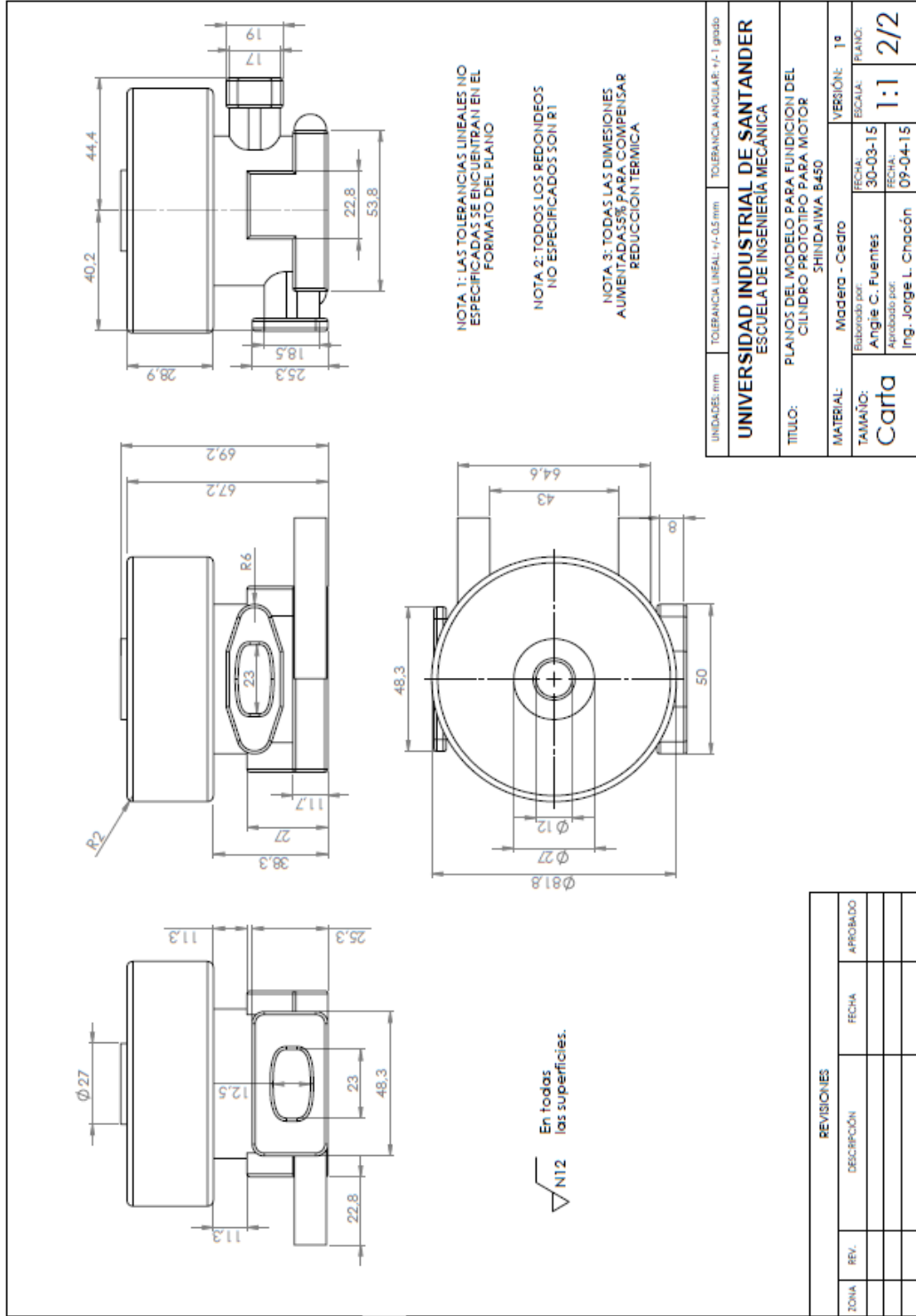


Figura 117. Planos de fabricación de la pieza

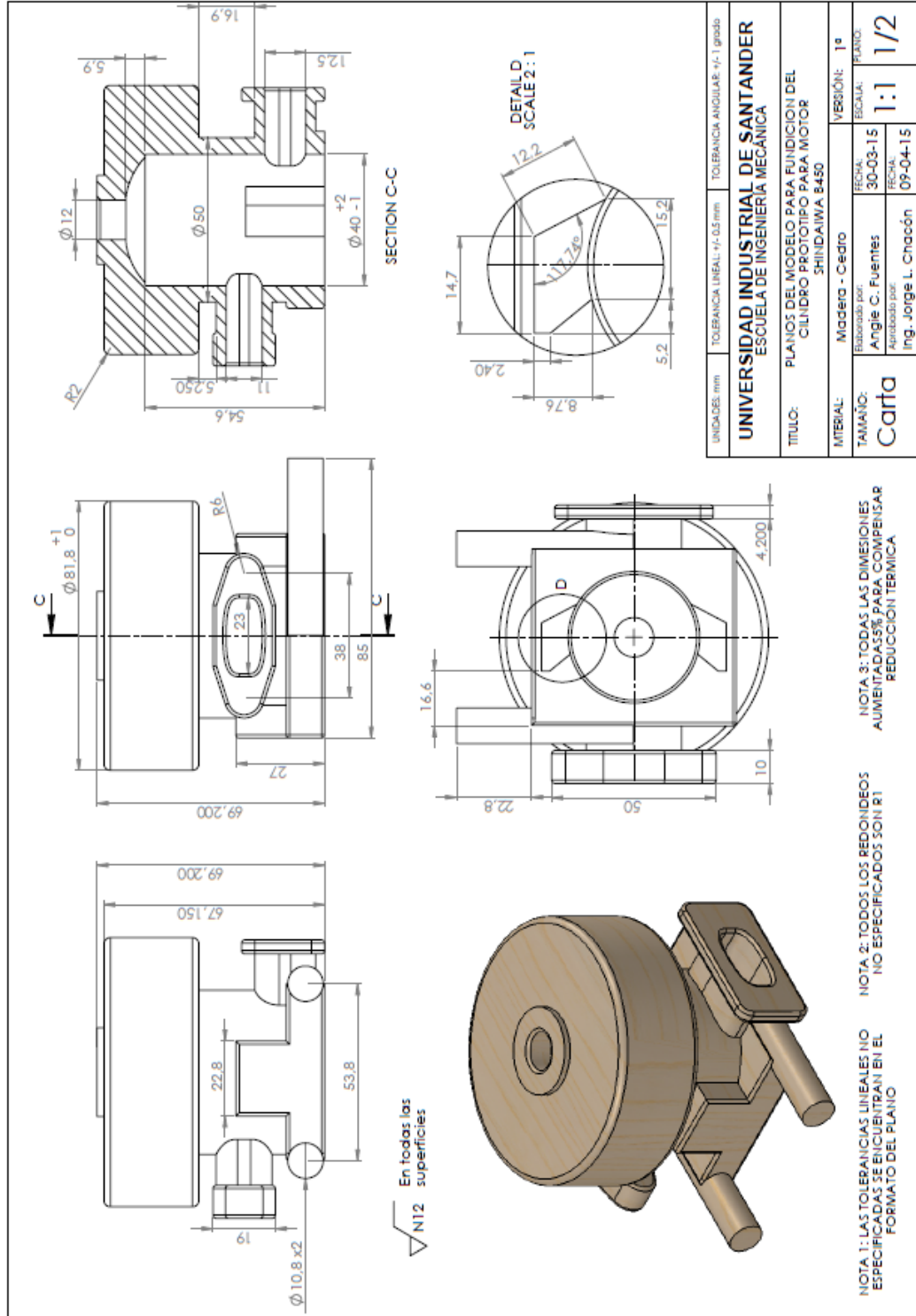



Figura 118. Hoja de ruta global del proceso de manufactura

 UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA MÁQUINAS TÉRMICAS ALTERNATIVAS		HOJA DE RUTA			
N°	OPERACIÓN	MAQUINA HERRAMIENTA	TIEMPO DE PREPARACIÓN	TIEMPO DE CICLO	
10	Elaboración de modelo en madera para conformación del molde de fundición a partir de la geometría especificada en los planos entregados. Medidas aumentadas un 2% de la geometría final deseada teniendo en cuenta deformaciones térmicas.	Elaboración y fundición artesanal	12 horas	41 horas, 30 minutos	
20	Cilindrado de las aletas, refrentado de caras planas y construcción de la geometría preliminar de las aletas de refrigeración con una profundidad de 14 mm, velocidad de corte 90 m/min para fundición de aluminio.	Torno paralelo mecanico marca TURRI modelo TL-180 X 1000	30 minutos	3 horas	
30	Rectificación del cilindro de alojamiento de la camisa de cilindro $\phi 15\text{mm} \pm 0,01\text{mm}$	Rectificadora Keilenberger N°60K.	10 minutos	2 horas, 40 minutos	
40	Fijación de camisa en fundición gris, grosor $4\text{mm} \pm 0,01\text{mm}$ mediante prensa hidráulica	Scantool WSP160	15 minutos	2 horas, 15 minutos	

UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA	
MÁQUINAS TÉRMICAS ALTERNATIVAS	
Nombre:	Alumno/a:
Fecha:	Curso / Semestre:
Código:	Página: 11 / 372

**CONTROL DE CALIDAD**

Tamaño de la muestra \_\_\_\_\_

- $\phi$  interno Camisa:  $40 \pm 0,01$  mm
- $\phi$  externo Camisa:  $44 \pm 0,01$  mm
- Inspección visual
- Acabado superficial
- Longitud camisa:  $62,63 \pm 0,01$  mm

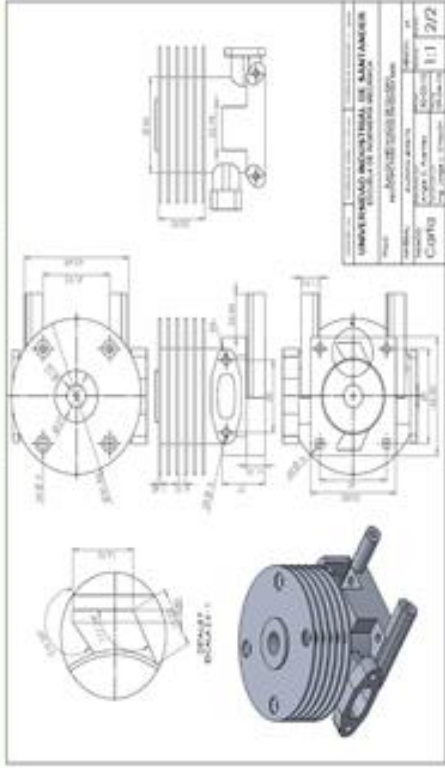



Figura 119. Hoja de ruta fundición de aluminio

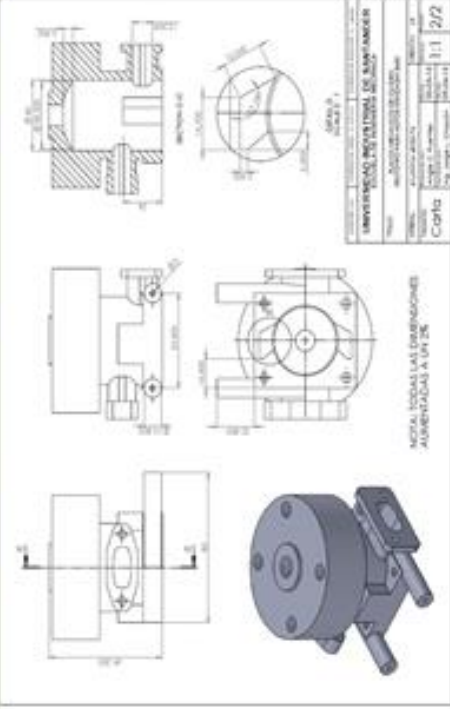
UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERÍA		HOJA DE OPERACIÓN: FUNDICIÓN DE ALUMINIO	
 ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA NACIONAL TECNOLÓGICA ALTERNATIVA	PROCESO NUMERO: 01 NOMBRE DEL PROCESO: Fundición de aluminio ENTIDAD RESPONSABLE: Fundiciones El Condor MATERIA PRIMA: Aleación de aluminio-silicio reciclada	FECHA: 05/12/2014 REVISIÓN: 01 ELABORÓ: José Suescún-Angie Fuentes APROBÓ: Dr. Ing. J.L.Chocón	Descripción general Elaboración de modelo artesanal para la fabricación de molde de vertido de material fundido proveniente de bloques reciclados mediante horno de fundición a 1500°C
Parte N°	Cilindro de motor Shindaiwa S450EC1	Página	1 de 1
Material	Tamaño	Piezas por lote	
Aleación aluminio-silicio N°	Operación	Detalle	Herramienta
1	Elaboración de planos	Archivo CAD con geometría detallada de la pieza	Solidworks 2013
2	Elaboración del modelo	Fabricación artesanal del modelo de fundición en madera de cedro	Herramientas manuales carpintería artesanal
3	Recubrimiento del modelo con parafina	Cobertura total del modelo de madera con parafina derretida para garantizar el llenado de poros propios de la madera	parafina derretida con aplicación manual
4	Recubrimiento del modelo con lubricante seco (grafito)	Aplicación de grafito sobre las superficies del modelo para evitar la adhesión de la arena al modelo	grafito con aplicación manual
5	Elaboración de molde de fundición	Colocación del modelo en la caja de arena para la elaboración del molde, ubicación de los peseteros y puertos de escape	Arena de sílice y bentonita
6	Fundición del material	Fundición del Aluminio-Silicio reciclado mediante un horno de inducción a 1500°C	Horno de inducción industrial
7	Vertido del material	A velocidad constante se vierte el material fundido dentro del modelo con la forma deseada	Manualmente
8	Retirado de la pieza	Después de 24 horas de reposo para evitar daños en la pieza se destruye el molde y se obtiene la pieza final	Manualmente

**CONTROL DE CALIDAD**

Tamaño de la muestra \_\_\_\_\_

- Sin burbujas de aire
- Geometría de los planos
- Llenado completo
- Sin grietas
- Inspección visual



NOTA: TODAS LAS DIMENSIONES AUMENTADAS A UN 2X

UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERÍA  
 ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA  
 NACIONAL TECNOLÓGICA ALTERNATIVA  
 Fecha: 05/12/2014  
 Hoja: 11 / 22

Figura 120. Hoja de ruta del maquinado preliminar y elaboración de aletas

UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA MAGISTER EN TECNICAS ALTERNATIVAS		HOJA DE OPERACIÓN: MAQUINADO PRELIMINAR Y ELABORACIÓN DE ALETAS	
<b>PROCESO NUMERO:</b> 0.2		<b>FECHA:</b> 05/12/2014	
<b>NOMBRE DEL PROCESO:</b> Maquinado preliminar y elaboración de aletas		<b>REVISIÓN:</b> 01	
<b>ENTIDAD RESPONSABLE:</b> Taller de Metalmecánica Layton		<b>ELABORÓ:</b> José Suecún-Angie Fuentes	
<b>MATERIA PRIMA:</b> Pieza fundida		<b>APROBÓ:</b> Dr. Ing. J.L.Chacón	
<b>Parte N°</b>	<b>Nombre de la Pieza</b>	<b>Página</b>	<b>Descripción general</b>
70210-12111 (cilindro)	Cilindro de motor Shindaiwa S450EC1	1 de 1	Corrección de imperfecciones producidas en la fundición, maquinado preliminar y elaboración de aletas de refrigeración.
<b>Material</b>	<b>Tamaño</b>	<b>Piezas por lote</b>	<b>Herramienta</b>
Aleación aluminio-silicio		Una (1)	
<b>N°</b>	<b>Operación</b>	<b>Detalle</b>	<b>Tiempo de ciclo</b>
1	cilindrado preliminar sin aletas	Corrección de las superficies exteriores del cilindro que posteriormente conformara las aletas, corrección de las puntas. Velocidad de corte 90 m/min	Torno de acción mecánica 30 minutos
2	Elaboración de las aletas de refrigeración	Mediante buril de carburo de tungsteno se realizan ranuras de 12mm de profundidad y 4mm de separación. Velocidad de corte 90 m/min	Torno de acción mecánica 1 hora
3	Refrentado de caras planas paralelas y perpendiculares	Refrentado de puertos de admisión y escape, asiento del cilindro	Fresadora industrial 1 hora
4	Rectificado preliminar del cilindro	Corrección de imperfecciones en la fundición y elaborado preliminar del cilindro de alojamiento del pistón ø=90mm	Torno de acción mecánica 30 minutos

**CONTROL DE CALIDAD**  
Tamaño de la muestra \_\_\_\_\_

- Profundidad de aletas:  $12 \pm 0,01$  mm
- Espacio entre aletas:  $4 \pm 0,01$  mm
- Caras paralelas
- Caras perpendiculares
- Acabado superficial
- Inspección visual

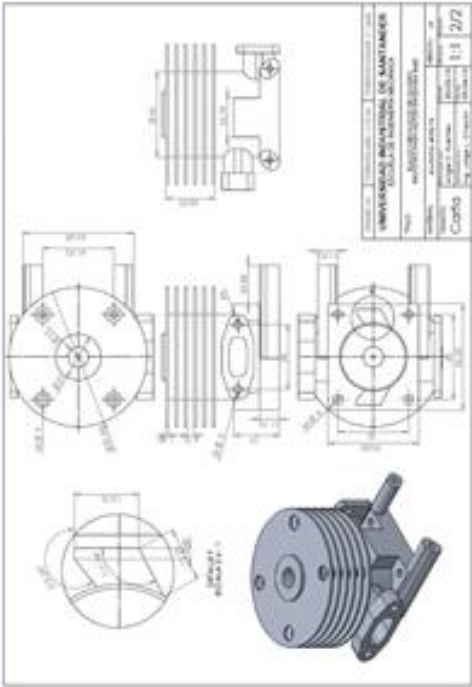


Figura 121. Hoja de ruta del maquinado final

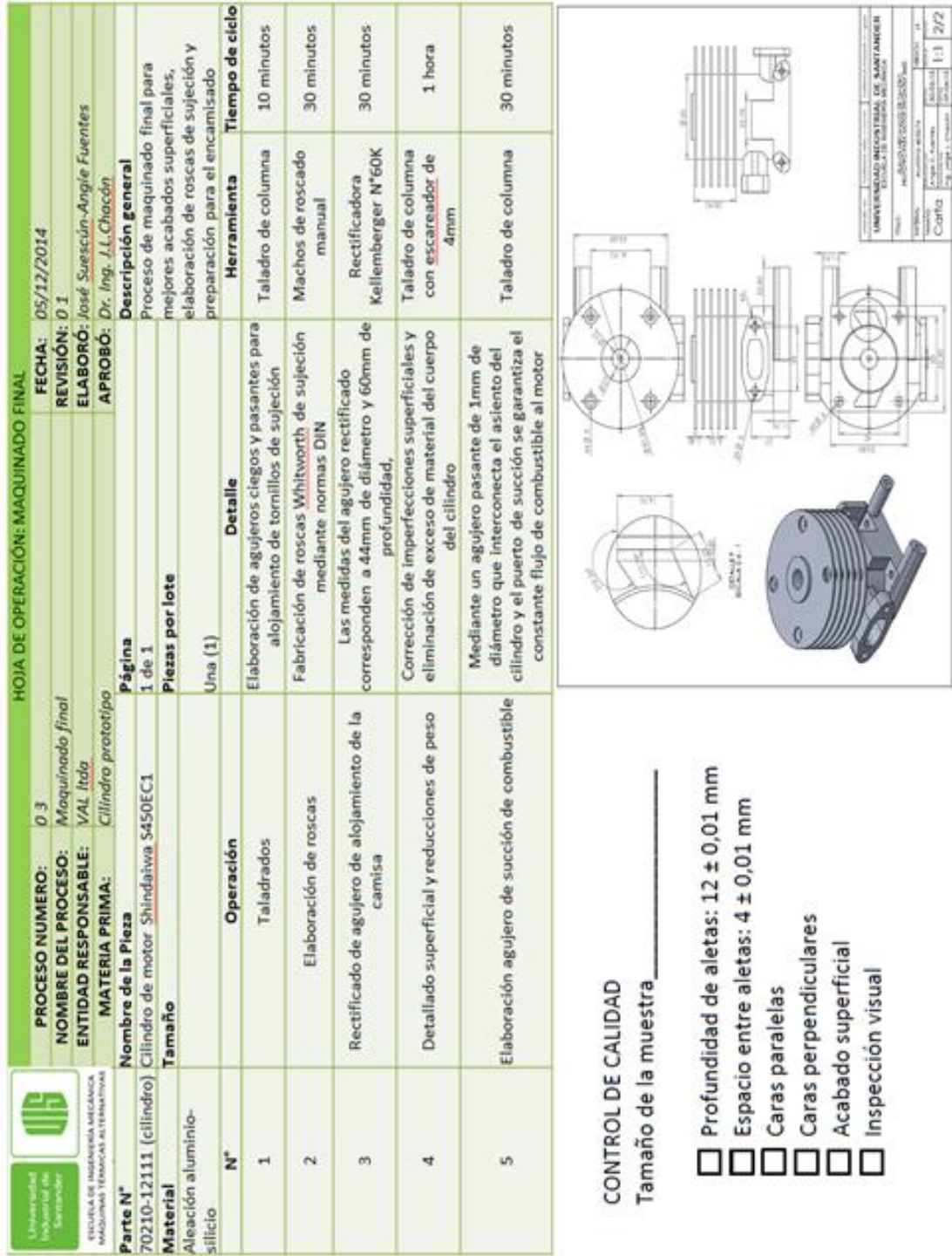


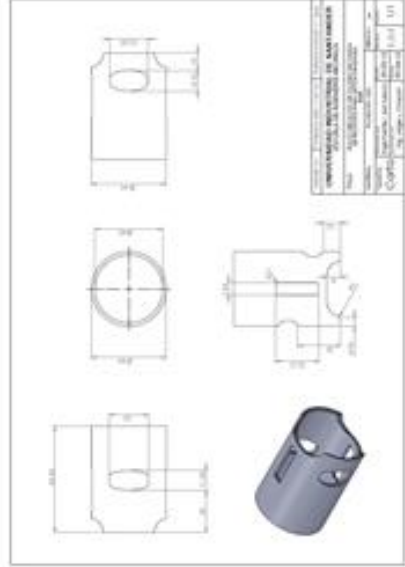
Figura 122. Hoja de ruta de la camisa

UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE Santander		HOJA DE OPERACIÓN: PROCESO DE ENCAMISADO	
		<b>PROCESO NUMERO</b> 04 <b>NOMBRE DEL PROCESO</b> Proceso de encamisado	<b>FECHA</b> 05/12/2014 <b>REVISIÓN</b> 01
<b>ENTIDAD RESPONSABLE</b> VAL TDD <b>MATERIA PRIMA</b> Cilindro prototipo y camisa en fundición gris		<b>ELABORADO</b> José Saizcún-Angie Fuentes <b>APROBADO</b> Dr. Ing. J.L. Chacón	
<b>Parte N°</b>	<b>Nombre de la Pieza</b>	<b>Página</b>	<b>Descripción general</b>
70210-12111 (cilindro)	Cilindro de motor Shindaiwa S450ECL	1 de 1	Proceso de encamisado con camisa de fundición gris, prensado de la misma y limpieza superficial mediante sandblasting.
<b>Material</b>	<b>Tamaño</b>	<b>Piezas por lote</b>	
Fundición gris	Operación	Una (1)	
<b>Fundición N°</b>	<b>Operación</b>	<b>Detalle</b>	<b>Herramienta</b>
1	Preparación de camisa mediante torno mecánico.	Se corrigen diámetros internos y externos de la camisa de fundición gris al igual que su longitud, 44mm de diámetro externo y 64mm de longitud	Torno de acción mecánica
2	Elaboración de lumbreas de admisión y escape en la camisa	Maquinado sobre la camisa de fundición gris en los agujeros correspondientes a los puertos de admisión y escape mediante escarificador de 4mm	Taladro de columna
3	Prensado de la camisa	Inyección de la camisa de fundición gris en el cuerpo del cilindro de fundición de aluminio con una tolerancia de 4 milésimas de pulgada	Prensa hidráulica
4	Pulido de la camisa	Reducción de 4 milésimas de pulgada en la cara interna de la camisa mediante máquina pulidora y lubricante líquido	Máquina pulidora, papel de lija 150-320
5	Limpieza de la pieza	Eliminación de suciedad e impurezas producto del proceso de fabricación para mejorar la presentación de la pieza	Cabina Sandblasting
			<b>Tiempo de ciclo</b>
			1 hora
			30 minutos
			20 minutos
			10 minutos
			15 minutos

**CONTROL DE CALIDAD**

Tamaño de la muestra \_\_\_\_\_

- Sin burbujas de aire
- Correcta geometría de los planos
- Llenado completo de la pieza
- Sin grietas
- Inspección visual



## **5. PRUEBAS DEL FUNCIONAMIENTO DEL ELEMENTO EN EL MOTOR**

Para determinar la calidad de la fabricación del cilindro prototipo, y verificar su buen funcionamiento, es necesario llevar a cabo una serie de pruebas de funcionamiento que garanticen un óptimo desempeño del elemento desarrollado a lo largo de este trabajo de investigación, dentro de la unidad motriz de dos tiempos Shindaiwa S450EC1.

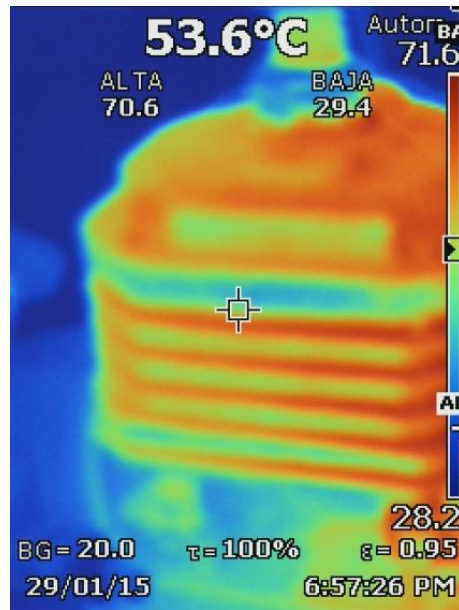
### **5.1 PRUEBAS TÉRMICAS**

A continuación se realiza una comparación de los datos obtenidos del análisis de transferencia de calor realizado al cilindro original y el cilindro prototipo desarrollado en el AMB.

**5.1.1 Análisis transferencia de calor del cilindro prototipo.** Al igual que con el cilindro original del motor Shindaiwa B450, el proceso para la estimación de los cálculos de los esfuerzos térmicos y de transferencia de calor se desarrollaron a partir de datos experimentales de temperaturas superficiales exteriores del cilindro y aletas mediante la cámara termográfica FLUKE TiR125 y con la ayuda de las ecuaciones y correlaciones de transferencia de calor. Los datos experimentales de temperaturas superficiales exteriores fueron tomados de igual manera que con el cilindro original.

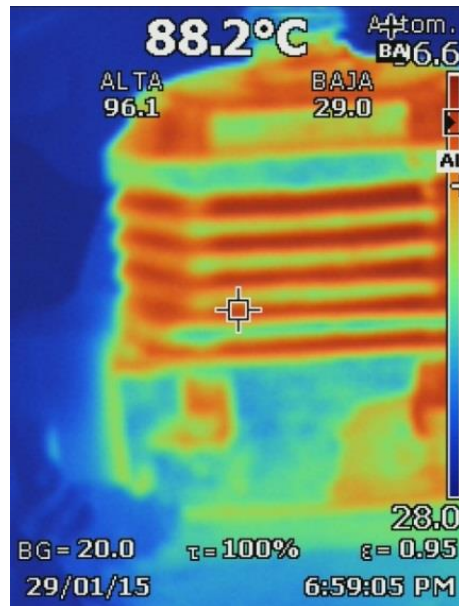
En la figura 123 se muestra la distribución de temperaturas sobre la superficie del cilindro prototipo a régimen de ralentí. Se observa que la temperatura máxima alcanza los 71.6°C.

Figura 123. Foto termográfica a ralentí del prototipo



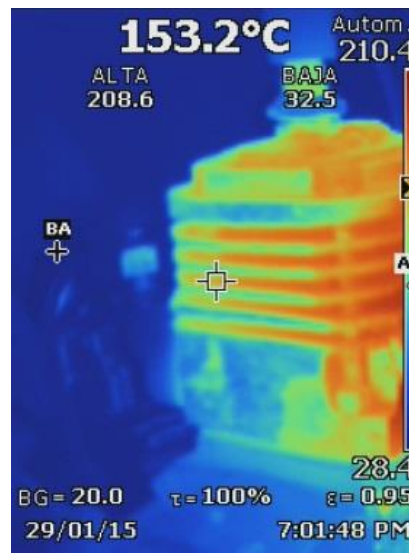
En la figura 124 se muestra la distribución de temperaturas sobre la superficie del cilindro prototipo a régimen de ralentí. Se observa que la temperatura máxima alcanza los 96.6°C.

Figura 124. Foto termográfica a velocidad media del prototipo.



En la figura 125 se muestra la distribución de temperaturas sobre la superficie del cilindro prototipo a régimen de ralentí. Se observa que la temperatura máxima alcanza los 210.4°C.

Figura 125. Foto termográfica a velocidad máxima del prototipo.



Observando la fotografía termográfica del cilindro prototipo a régimen de máxima velocidad, es posible apreciar una temperatura superficial exterior que se aproxima a los 185 °C. Tomando este dato como punto de partida y empleando las mismas ecuaciones y correlaciones utilizadas en los cálculos de transferencia de calor correspondientes al cilindro original, podemos obtener los siguientes valores para flujo de calor, esfuerzos térmicos, temperaturas internas, gradientes de temperaturas, y transferencia de calor, los cuales corresponden al cilindro prototipo.

Es evidente, a partir de las imágenes termográficas, que las temperaturas máximas que se presentan en las superficies exteriores, son menores en el caso del cilindro prototipo en comparación con el cilindro original. Este característica puede ser atribuida a que el cilindro prototipo cuenta con una camisa elaborada en fundición gris, la cual cuenta con un 4% de grafito en su composición, lo cual

brinda al metal cualidades antifricción debido a que el grafito, al ser por naturaleza un lubricante seco, disminuye coeficiente de fricción existente entre el segmento de anillos del émbolo y las superficies internas de la camisa de fundición gris. A diferencia del cilindro prototipo, el cilindro original no cuenta con una camisa insertada de fundición gris, en su lugar se encuentra una capa delgada de recubrimiento de cromo, el cual con el desgaste propio de la máquina, se reduce hasta dejar expuesta la aleación de aluminio-silicio que compone el cuerpo del cilindro y las aletas del mismo.

En la tabla 23 se muestran los datos que diferencian los cálculos de transferencia de calor del cilindro prototipo con el cilindro original Shindaiwa S450EC1.

Tabla 23. Diferencia de los datos utilizados para el análisis de transferencia de calor

<b>Cilindro Original Shindaiwa S450EC1</b>	<b>Cilindro prototipo</b>
$T_{\text{pared}}=239\text{ }^{\circ}\text{C}$	$T_{\text{pared}}=201\text{ }^{\circ}\text{C}$
$T_{\text{máx}}=2390\text{ }^{\circ}\text{C}$	$T_{\text{máx}}=2010\text{ }^{\circ}\text{C}$
$b = 1.4\text{ mm}$	$b = 2\text{ mm}$
$f=11$	$f=6$
$m=12\text{mm}$	$m=13\text{ mm}$

Donde  $T_{\text{pared}}$  equivale a la temperatura de las paredes internas del cilindro,  $T_{\text{max}}$  equivale a la temperatura máxima que alcanzan los gases de combustión,  $b$  equivale al grosor de las aletas maquinadas para el cilindro prototipo, y  $f$  es igual al número de aletas presentes en el cilindro prototipo. Es evidente que el número de aletas en el cilindro prototipo es menor en comparación con el cilindro original,

esto se debe en gran parte a la dificultad que representa la elaboración de la aletas mediante maquinado en torno y a la geometría necesaria para la colocación de otros componentes que se encuentran conectados al cilindro, tales como carburador, sistema de escape de gases, bujía, émbolo y asiento del cilindro.

A continuación en la tabla 24 se muestran los diferentes resultados que se obtuvieron a partir del análisis de transferencia de calor del cilindro prototipo.

**Tabla 24.** Resultados del análisis de transferencia de calor del cilindro prototipo

$\alpha = 21,39$	$Area_{totaltransf} = 0,004587 \text{ [m}^2\text{]}$	$A_b = 0,005749 \text{ [m}^2\text{]}$
$A_t = 0,0006396 \text{ [m}^2\text{]}$	$b = 0,002 \text{ [m]}$	$C_m = 8,25 \text{ [m/seg]}$
$\Delta t = 1809 \text{ [C]}$	$\Delta \theta_b = 146 \text{ [}^\circ\text{C]}$	$\Delta t_2 = 25,02 \text{ [C]}$
$Dia = 40 \text{ [mm]}$	$\eta = 0,9711$	$f = 6$
$h_{aletas} = 81 \text{ [w/m}^2\text{*C]}$	$h_{contur} = 496 \text{ [W/m}^2\text{*C]}$	$k = 177 \text{ [w/m}^2\text{*C]}$
$l = 3,3 \text{ [cm]}$	$l_m = 0,033 \text{ [m]}$	$l_{mm} = 33 \text{ [mm]}$
$m = 0,013 \text{ [m]}$	$movim = 15000 \text{ [mov/min]}$	$m_{prima} = 0,014 \text{ [m]}$
$\omega = 7500 \text{ [rpm]}$	$P = 62,3 \text{ [kg/cm}^2\text{]}$	$Pot_{m\acute{a}x} = 2,3 \text{ [HP]}$
$Q = 4116 \text{ [w/m}^2\text{*C]}$	$Q_1 = 897306 \text{ [W/m}^2\text{]}$	$Q_2 = 3,715 \text{ [W/m}^2\text{]}$
$Q_{una} = 340,3 \text{ [W]}$	$r_1 = 0,02 \text{ [m]}$	$r_2 = 0,025 \text{ [m]}$
$r_b = 0,025 \text{ [m]}$	$S = 0,0061 \text{ [m]}$	$S_b = 0,002 \text{ [m]}$
$s_m = 0,0041 \text{ [m]}$	$T_{amb} = 30 \text{ [C]}$	$T_{gas} = 2010 \text{ [}^\circ\text{C]}$
$T_{m\acute{a}x} = 2010 \text{ [C]}$	$T_{pared} = 201 \text{ [C]}$	$T_{pared,ext} = 176 \text{ [C]}$

Al observar los resultados obtenidos del análisis de transferencia de calor en el cilindro prototipo se puede determinar, que en comparación con los resultados del análisis de transferencia de calor del cilindro original Shindaiwa S450EC1, las temperaturas máximas alcanzadas por los gases de combustión al igual que las temperaturas superficiales de las aletas de refrigeración, son inferiores en el cilindro prototipo que en cilindro original original Shindaiwa S450EC1, esta diferencia en las temperaturas, la cual no representa un error significativo, se

puede justificar por los cambios de geometría realizados en las aletas de enfriamiento, las cuales fueron aumentadas de tamaño para garantizar un mayor flujo de calor hacia el exterior.

En la tabla 25 se muestra la comparación de los principales resultados del análisis de transferencia de calor del cilindro original Shindaiwa S450EC1 y del cilindro prototipo.

Tabla 25. Diferencia de resultados obtenidos en los análisis de transferencia de calor

<b>Dato</b>	<b>Cilindro original Shindaiwa S450EC1</b>	<b>Cilindro prototipo</b>
$\Delta t_2$ (entre pared interior y exterior del cilindro)	31.52 [°C]	25.02 [°C]
$\eta$ (Eficiencia de las aletas)	0.9663	0.9711
<b>Q</b> (calor transmitido)	5185 [W]	4116 [W]
$T_{\text{máx}}$ (de los gases de combustión)	2390 [°C]	2010 [°C]
$T_{\text{pared,ext}}$ (de pared exterior)	207.5 [°C]	176 [°C]
<b>f</b> (número de aletas)	11	6
<b>Q<sub>1</sub></b> (carga térmica)	1.130E6 [W/m <sup>2</sup> ]	897306 [W/m <sup>2</sup> ]
<b>Q<sub>una</sub></b> (calor liberado por una sola aleta)	439.3 [W]	340.3 [W]
$T_{\text{pared}}$ (de la pared interna del cilindro)	239 [°C]	201 [°C]

De los resultados obtenidos de los dos análisis de transferencia de calor se puede observar que ambos cilindros presentan parámetros de funcionamiento muy similares, lo cual nos indica que el diseño del cilindro prototipo no presenta fallos

en el diseño térmico. Algunos valores fundamentales como la temperatura máxima de las paredes internas del cilindro y el calor total liberado son sensiblemente menores en el cilindro prototipo en comparación con el cilindro original, esto puede deberse a que a diferencia del cilindro original, el cilindro prototipo cuenta con una camisa insertada de fundición gris, la cual cuenta con un 15% de grafito, el cual cumple la función de lubricante natural, reduciendo las fuerzas de fricción existentes entre el émbolo y el cilindro, lo cual se traduce en una disminución de las temperaturas superficiales.

## **5.2 PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO**

Una vez finalizada la fabricación del prototipo, se procedió a realizar las pruebas de funcionamiento, para esto se utilizó una unidad motriz Shindaiwa S450EC1 de dos tiempos para el respectivo montaje. Este procedimiento fue llevado a cabo en un taller de reparación de motocicletas ubicado en la Cra 18 con avenida Quebradaseca en el centro de Bucaramanga, a continuación se muestra el cilindro instalado en el motor de pruebas. Véase figura 126.

Figura 126. Montaje del cilindro prototipo en la unidad motriz Shindaiwa B450



En la tabla 26 se muestran los regímenes de prueba y los tiempos de cada uno de ellos.

Tabla 26. Prueba de funcionamiento del cilindro prototipo

R.P.M. MOTOR	TIEMPO	RESULTADO	DESCRIPCION
<b>2750 (mín.)</b>	15 minutos	Satisfactorio	Prueba realizada únicamente sobre el subsistema Motor (sin herramienta de corte)
<b>(aprox.) 7500</b>	20 minutos	Satisfactorio	Corte de césped a velocidad normal de trabajo (herramienta de corte instalada)
<b>11500 (máx.)</b>	20 minutos	Satisfactorio	Aceleración de la máquina a máximas revoluciones sin corte de césped

Después de las pruebas de funcionamiento del cilindro prototipo en el motor de pruebas, se procedió a desmontar el cilindro con el fin de realizar una inspección visual en el interior del cilindro para detectar posibles marcas o rayones a lo largo de las paredes internas del cilindro. Al realizar esta inspección no se encontraron marcas o señales de mal funcionamiento del motor, el cual indicaba el éxito de la prueba de funcionamiento.

### 5.3 PROTOCOLO DE FUNCIONAMIENTO

Siguiendo la metodología planteada en el protocolo de funcionamiento del capítulo 6, a continuación se presentan los resultados del mismo.

En la tabla 27 se muestran las temperaturas superficiales del cilindro original y el cilindro prototipo, tomadas con la cámara termográfica. Se puede apreciar que las temperaturas superficiales en el cilindro prototipo son menores en comparación al cilindro original, esto se debe a que el cilindro prototipo cuenta con una camisa incrustada de fundición gris, la cuenta con un 15% de grafito en su composición, el cual funciona como un elemento lubricante natural entre las paredes del cilindro y los anillos del émbolo, lo cual se traduce en fuerzas de fricción más bajas, lo cual hace que se generen menores flujos de calor hacia las paredes exteriores del cilindro. Este comportamiento se mantiene en los regímenes de ralentí y a máxima velocidad.

Tabla 27. Temperatura exterior de trabajo

<b>TEMPERATURA</b>		
<b>ETAPA (sin carga)</b>	<b>Original [°C]</b>	<b>Prototipo [°C]</b>
<b>Ralentí</b>	94.9 (Figura 127)	71.6 (Figura 127)
<b>Máxima</b>	191 (Figura 128)	120.4 (Figura 128)

En las figuras 127 y 128 se muestra la distribución de temperaturas en las superficies exteriores del sistema de enfriamiento del cilindro original y del cilindro prototipo

Figura 127. Ralentí sin carga (original izq vs prototipo der)

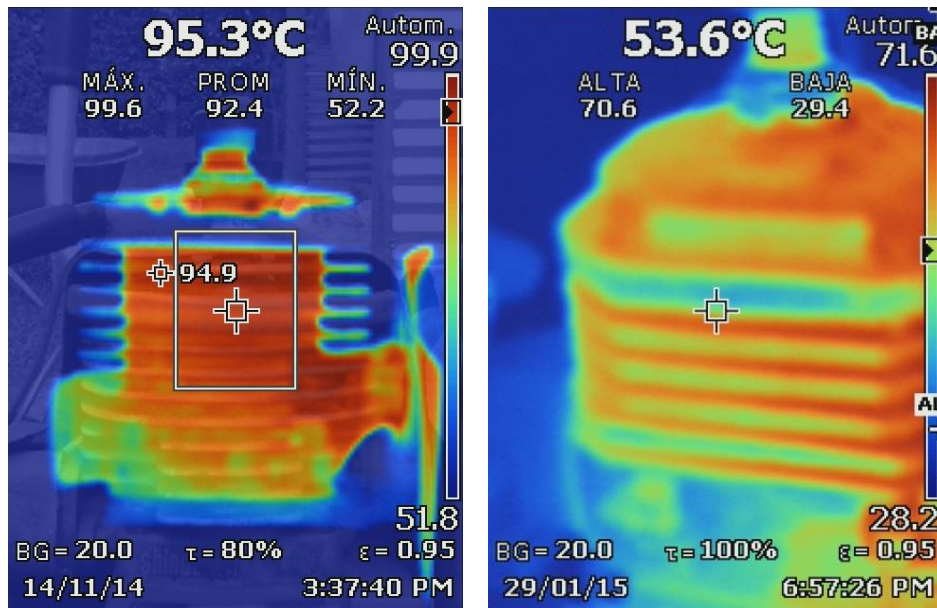
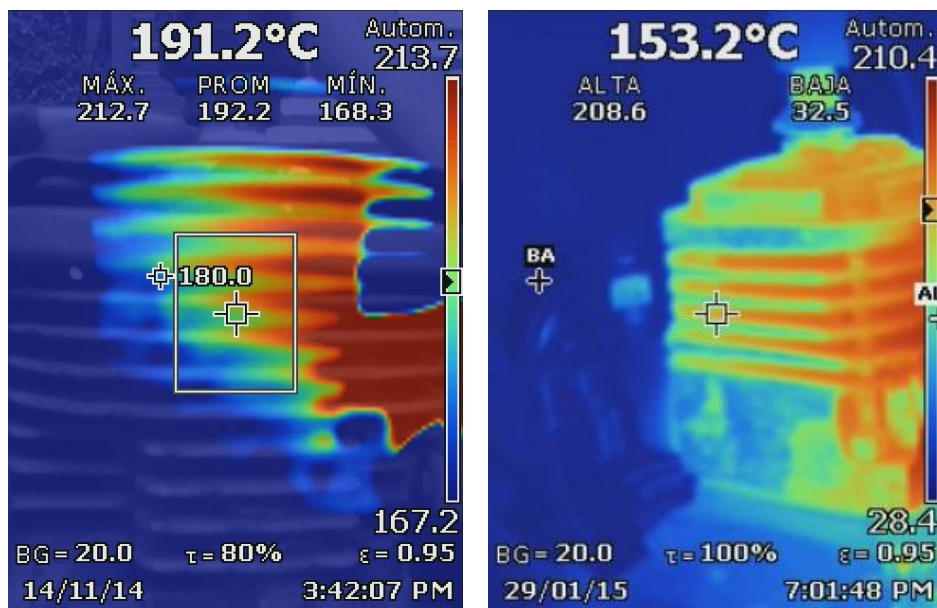


Figura 128. Máxima temperatura exterior (original izq vs prototipo der)



Para determinar el desgaste de las paredes internas del cilindro prototipo durante las pruebas de funcionamiento, se llevó a cabo un proceso de metrología mediante un micrómetro digital de interiores marca Mitutoyo® propiedad de la empresa VAL Ltda.

En la tabla 28 se muestran los resultados del proceso de medición posterior a la prueba de funcionamiento.

Tabla 28. Diámetro del cilindro del prototipo

<b>DÍAMETRO DEL CILINDRO DEL PROTOTIPO</b>		
<b>CILINDRO</b>	<b>ANTES</b>	<b>DESPUES</b>
Camisa	40 mm	40 mm

Mediante un tacómetro digital, se midió la velocidad promedio de giro del eje de salida de la máquina ShindaiwaB450, esto con el fin de corroborar que el cilindro prototipo cumpliera con la velocidad optima de trabajo.

Tabla 29. Velocidad de la unidad motriz Shindaiwa S450EC1

<b>Velocidad en RPM</b>	
<b>SIN CARGA</b>	<b>RPM</b>
Original	7500
Prototipo	7200

Mediante una inspección visual se buscaron fallas macroscópicas en las superficies internas del cilindro prototipo, causadas por las fuerzas de fricción y las condiciones de operación al interior de la cámara de combustión durante la prueba de funcionamiento del prototipo. En la tabla 30 se muestran los resultados de la inspección visual.

Tabla 30. Inspección visual

INSPECCIÓN VISUAL			
ANTES		DESPUÉS	
Observación	Sin grietas	Observación	Sin grietas
Daño general	-	Daño general	No
Roscas funcionales	Si	Roscas funcionales	Si
Corrosión	No	Corrosión	No
Ralladuras o marcas	No	Ralladuras	No
Color	Plateado	Color	Plateado

## 6. CONCLUSIONES

- A través de un estudio termodinámico, y de transferencia de calor, fue posible determinar los parámetros de operación del ciclo de dos tiempos y el comportamiento del motor Shindaiwa S450EC1, con los cuales se realizó el respectivo diseño del cilindro prototipo.
- Al analizar el cilindro o bloque de motor mediante la metodología clásica de diseño de elementos de máquinas térmicas alternativas, y con la ayuda de herramientas de cálculo como Microsoft Excel® y EES®, se logró determinar los esfuerzos mecánicos y térmicos que actúan sobre las superficies del cilindro.
- Los métodos, medios y materiales de fabricación que existen en Bucaramanga y su Área Metropolitana se encuentran en una etapa de desarrollo tal que permiten la fabricación con estándares de calidad aceptable de elementos constitutivos de motores de combustión interna.
- Debido a la alta complejidad de la geometría del cilindro o bloque del motor Shindaiwa S450EC1 y a pesar de las limitantes tecnológicas que ofrece la industria manufacturera santandereana, es posible la elaboración de autopartes de recambio constituyentes a motores de combustión interna de pequeña cilindrada mediante el empleo de procesos alternativos de manufactura.
- Debido a los altos costos de fabricación de la pieza, producto del empleo de procesos alternativos de manufactura, es evidente la imposibilidad de crear piezas que logren competir de forma directa con la industria de fabricación de autopartes existente actualmente en el mercado. Para lograr costos de fabricación competitivos se recomienda la adquisición de una máquina de inyección de aluminio fundido, lo cual representa una gran inversión, por lo cual será necesario

realizar un estudio de mercado para analizar la viabilidad y factibilidad de la creación de empresa competitiva en dicha industria.

- Mediante los servicios ofrecidos por las instalaciones de los laboratorios de la sede UIS-Guaitiguara y la escuela de metalurgia de la UIS, es posible caracterizar los materiales para la fabricación de elementos constitutivos de máquinas térmicas alternativas. A pesar de la poca relación existente entre la industria santandereana y la academia, estos servicios poseen un gran potencial para el desarrollo de la industria local.

## 7. RECOMENDACIONES

- Para un proyecto futuro se recomienda un análisis más exhaustivo de esfuerzos por fatiga sobre un cilindro de una máquina térmica alternativa, para esto se debe tener en cuenta la adquisición o elaboración de un banco de simulación de cargas cíclicas en un cilindro de un motor de combustión interna
- Mediante un análisis detallado de costos y mercados se buscará estudiar la viabilidad de la creación de una empresa en el área metropolitana de Bucaramanga especializada en la fabricación de elementos constitutivos de máquinas térmicas alternativas, capaz de competir en el mercado local.
- Mediante un software de simulación de elementos finitos, se recomienda un análisis detallado del comportamiento de la distribución de temperaturas y esfuerzos a los largo de las superficies del cilindro o bloque del motor S450EC1.
- Mediante un banco de pruebas de motores de dos tiempos de pequeña cilindrada, se recomienda analizar en conjunto los elementos constitutivos del motor de dos tiempos desarrollado por el grupo de investigación GIEMA.

## BIBLIOGRAFÍA

BLAIR, GORDON P. Design and Simulation of Two-Stroke Engines. U.S.A: The Queen's University of Belfast, 1996. 623 p.

CENGEL, Yunus A. Transferencia de calor. México: McGraw-Hill, 2004

CLIMENT, Héctor. Modelado unidimensional de los motores de dos tiempos de pequeña cilindrada. Barcelona: Reverté, 2004.

FERGUSON, Colin. Internal Combustion Engine. New York: John Willy & Sons, 2001. 551 p.

GROOVER, Mikell P. Fundamentos de Manufactura Moderna: Materiales procesos y sistemas. México: Pearson, 1997. 1062 p.

HERB, Charles O. Die casting: The die-casting process and its application in modern manufacture, die-casting machines, design of different types of diez, composition and properties of die-casting alloys, and the die-casting of zinc, aluminum, brass and other non-fer. New York: The industrial press, 1952. 297 p.

INCROPERA, Frank and DEWITT, David. Fundamentos de transferencia de calor, Cuarta edición. México: Prentice Hall, 1999. 885 p.

JOVAJ, M. Motores de automóvil. Moscú: Editorial MIR, 1982.

KALPAKJIAN, Serope and SCHMID, Steven R. Manufactura ingeniería y tecnología, Cuarta edición. México: Pearson, 2002. 1152 p.

MALEEV, V. Internal-Combustion Engines; Theory and Design. Segunda edición. New York: McGraw-Hill, 1945. 636 p.

MACKERLE, Julius; CASLAUSKY, K. and KEITH, Alderton. Air-Cooled Automobile Engines. London: The Institute of Mechanical Engineers, 1961. 518 p.

MONTOYA, V. Contribución al estudio experimental de la fricción pistón-camisa en un motor de combustión interna. Madrid: Universidad Politécnica de Madrid, 2008. 244 p.

MONTES, Julián, MARTÍNEZ, Lucas y REAL ROMERO, Juan Carlos. Procesos industriales para materiales metálicos.

MORRAL, F. JIMENO E. y MOLERA, P. Metalurgia general. Reverté S.A.

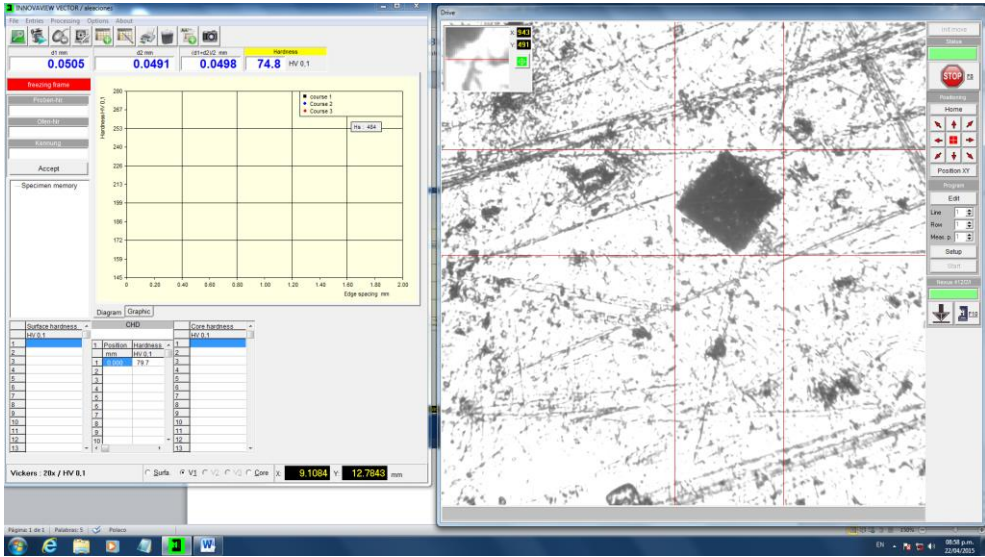
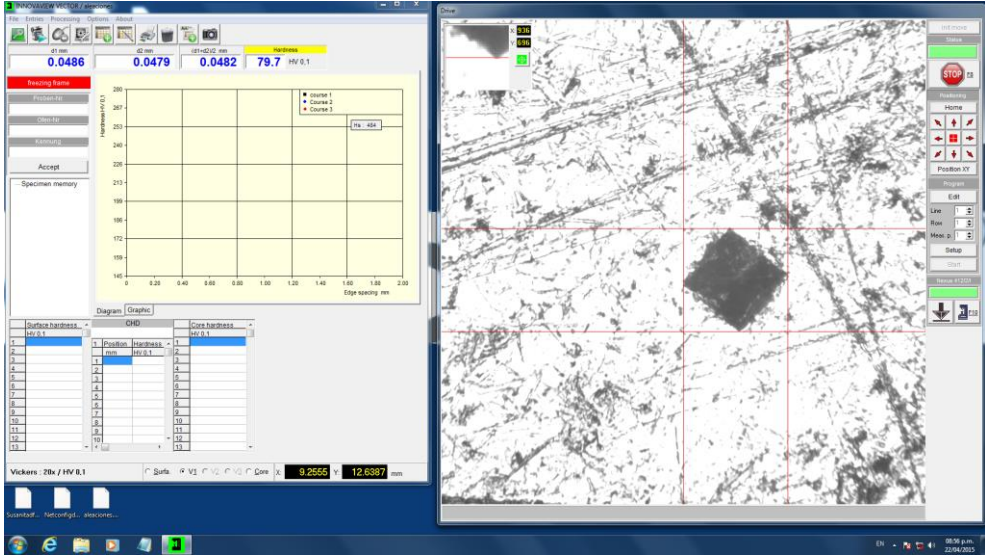
NGUYEN, HIEU. Manufacturing Processes and Engineering Materials Used in Automotive Engine Blocks. U.S.A.: School of Engineering Grand Valley State University.

SHINDAIWA. B450 Desmalezadora: Manual del propietario/operador. Japón: Shindaiwa Inc., 2005.

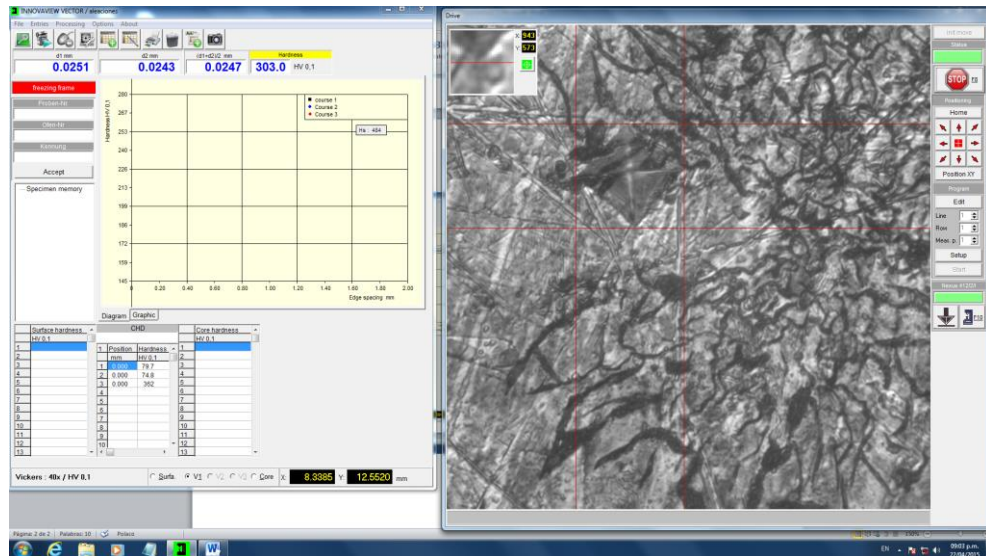
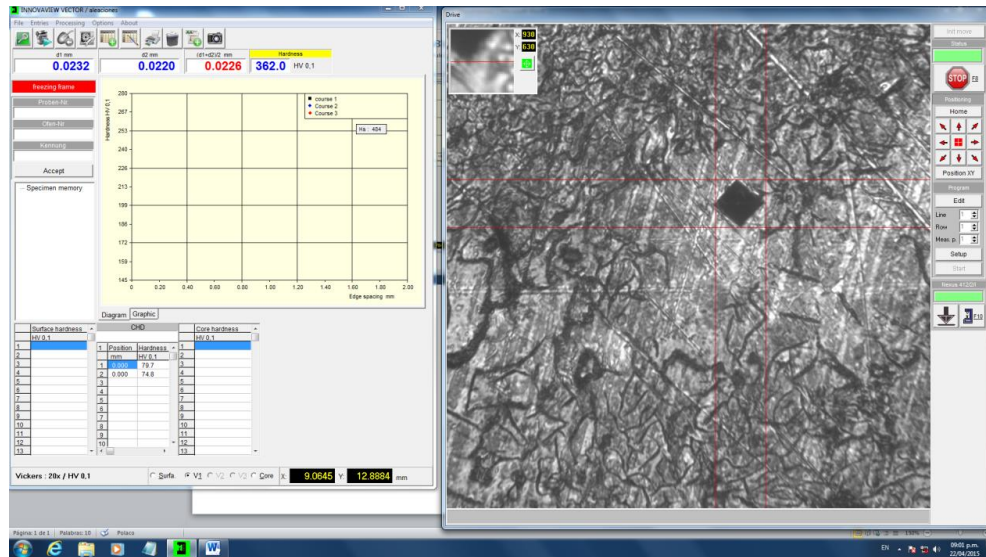
# ANEXOS

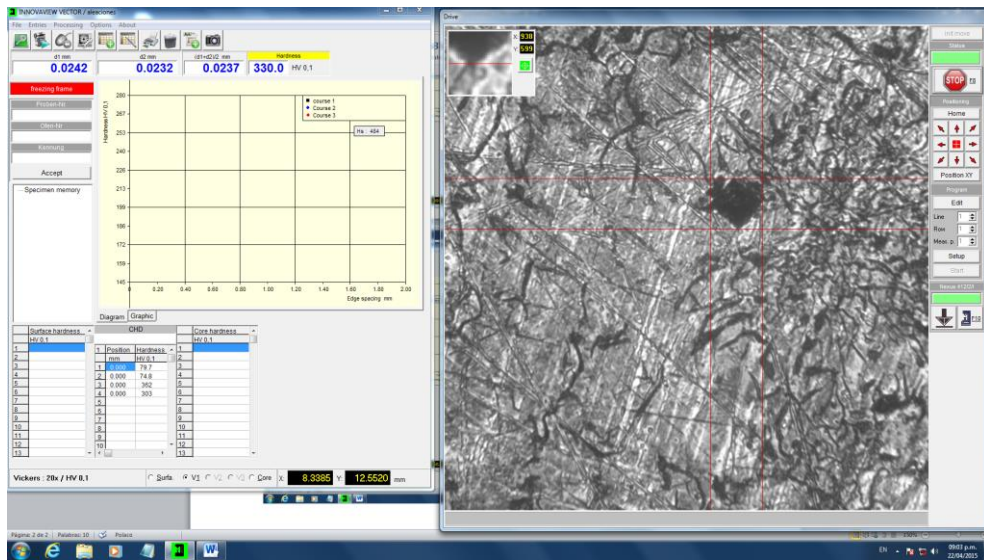
## Anexo A. Ensayos de microdureza

Cuerpo de aluminio



# Camisa fundición gris





## **Anexo B. Trabajos de investigación de referencia**

- **Fatigue of an aluminium cast alloy used in the manufacture of automotive engine blocks**, Rodrigo González, Alejandro González, José Talamantes-Silva, Salvador Valtierra, Rafael D. Mercado-Solís, Nelson F. Garza-Montes-de-Oca, Rafael Colás, International Journal of Fatigue.
- **Thermal fatigue analysis of automotive Diesel piston: Experimental procedure and numerical protocol**, F. Szmytka, M. Salem, F. Rézaï-Aria, A. Oudin alInternational Journal of Fatigue.
- **Cylinder Block Stress and Fatigue Analysis Lecture for the FEMFAT User Forum 2003**, Michael DeJack, Ford Motor Company.