

ESCUELA POLITÉCNICA DEL EJÉRCITO SEDE LATACUNGA



CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ

PROYECTO DE GRADO PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE INGENIERO DE EJECUCIÓN EN MECÁNICA AUTOMOTRIZ

**“COMPARACIÓN DE LAS CARACTERÍSTICAS DE
EFICIENCIA DE UN MOTOR SUZUKI FORSA G10 SOHC
AL VARIAR SECUENCIALMENTE ELEMENTOS
POSIBLES DE TRUCAJE PARA COMPETICIÓN A
TRAVÉS DE UN BANCO DE PRUEBAS”**

GEOVANNY FRANCISCO SAMANIEGO FLOR

CARLOS PATRICIO SAMANIEGO FLOR

LATACUNGA – ECUADOR

2006

CERTIFICACIÓN

Certificamos que el presente trabajo fue realizado en su totalidad por los Srs. Geovanny Francisco Samaniego Flor y Carlos Patricio Samaniego Flor bajo nuestra dirección.

Ing. Luis Mena
Director

Ing. Fabián Salazar
Codirector

DEDICATORIA

Al final de nuestros estudios universitarios queremos dedicar este trabajo, con la gratitud y el cariño que se merece, a nuestra madre Azalita Flor Méndez, quién inculcó en nosotros el amor a los estudios y al trabajo, al darnos valores morales y espirituales, con el fin de forjar en nosotros, hombres de bien útiles a la sociedad.

Queremos expresar también nuestra dedicación más afectiva a Miltiton Santander por su invaluable labor y colaboración en nuestra formación personal y profesional.

Geovanny Samaniego

Carlos Samaniego

AGRADECIMIENTO

Expresamos nuestro más sincero agradecimiento a la “ESCUELA POLITÉCNICA DEL EJÉRCITO” y a sus distinguidos profesores, por sus doctas enseñanzas.

A nuestra familia y en especial a nuestro hermano Byron, por su apoyo constante.

A nuestros amigos de promoción Felipe Fiallo, Franklin Carrera, Paulo Herrera y Diego Tapia, con quienes hemos compartido valiosas experiencias durante los años de estudio.

Con gratitud infinita, a los señores, Ing. Alberto Naranjo, Tecn. Enrique Mullo, Tecn. Nelson Cárdenas, Ing. Eddy Villalobos, Ing. Patricio Escudero, e Ing. Patricio Olalla, quienes con el acervo de sus conocimientos y don de gentes tuvieron la amabilidad de brindarnos toda su valiosa ayuda en la ejecución de este proyecto.

Geovanny Samaniego

Carlos Samaniego

ÍNDICE DE CONTENIDO

CERTIFICACIÓN.....	II
DEDICATORIA.....	III
AGRADECIMIENTO.....	IV
ÍNDICE GENERAL.....	V
ÍNDICE DE GRÁFICOS.....	VIII
ÍNDICE DE TABLAS.....	XIII
INTRODUCCIÓN.....	XV
I. EL MOTOR DE CUATRO TIEMPOS.....	1
1.1 ANÁLISIS DEL CICLO TEÓRICO.....	1
1.2 ANÁLISIS DEL CICLO REAL.....	6
1.3 MEJORAS QUE SE HACEN AL CICLO REAL PARA ACERCARLO AL CICLO TEÓRICO.....	8
1.4 PARÁMETROS TERMODINÁMICOS.....	9
1.5 CONSTANTES, VARIABLES Y FÓRMULAS.....	12
1.6 ANÁLISIS DE LAS CURVAS CARACTERÍSTICAS DEL MOTOR.....	22
II. FACTORES QUE INFLUYEN EN EL AUMENTO DE POTENCIA.....	27
2.1 CILINDRADA.....	27
2.2 DIÁMETRO Y CARRERA.....	27
2.3 PRESIÓN MEDIA EFECTIVA AL FRENO.....	28
2.4 ELEVACIÓN DE LA RELACIÓN DE COMPRESIÓN.....	28
2.5 AUMENTO DEL GRADO DE ADMISIÓN.....	31
2.6 EVACUACIÓN DE LOS GASES DE ESCAPE.....	32
2.7 ELABORACIÓN DE LA MEZCLA CARBURADA.....	32
2.8 MEJORAS EN EL SISTEMA DE ENCENDIDO.....	34
2.9 RÉGIMEN DE GIRO.....	35
2.10 ALIGERADO DE MASAS.....	36
III. PRUEBA DEL MOTOR EN CONDICIONES INICIALES (ETAPA 1).....	37
3.1 ESPECIFICACIONES DEL MOTOR.....	37
3.2 CÁLCULO DE PARÁMETROS TERMODINÁMICOS.....	38
3.3 CURVAS DE DESEMPEÑO DEL MOTOR DE SERIE (ETAPA 1).....	41
3.4 ANÁLISIS DEL MOTOR DE SERIE (ETAPA 1) EN BASE A LAS CURVAS Y DATOS OBTENIDOS EN EL BANCO DE PRUEBAS.....	45
IV. TRUCAJE DEL MOTOR 3/4.....	47
4.1 BLOQUE DE CILINDROS.....	47
4.2 PISTONES.....	59
4.3 RINES DEL PISTÓN.....	71
4.4 BIELAS.....	74
4.5 COJINETES.....	87
4.6 CIGÜEÑAL.....	89

V.	TRUCAJE DEL CABEZOTE.....	95
5.1	AUMENTO DE LA RELACIÓN DE COMPRESIÓN	95
5.2	MECANIZADO	99
5.3	PULIDO Y AFINACIÓN DE LA CÁMARA DE COMBUSTIÓN	114
5.4	VERIFICACIÓN DE HOLGURAS PERMISIBLES	116
5.5	MONTAJE DEL CABEZOTE.....	116
VI.	SISTEMA DE DISTRIBUCIÓN.....	120
6.1	SELECCIÓN DEL EJE DE LEVAS	121
6.2	PUESTA A PUNTO DE LA DISTRIBUCIÓN.....	124
VII.	SISTEMA DE ALIMENTACIÓN.....	132
7.1	SISTEMA DE ALIMENTACIÓN	132
VIII.	SISTEMA DE ESCAPE.....	134
8.1	CÁLCULO DEL HEADER.....	135
8.2	CONSTRUCCIÓN DEL HEADER	138
IX.	SISTEMA DE ENCENDIDO.....	141
9.1	MÓDULO DE ENCENDIDO MSD 6BTM	142
9.2	BOBINA DE ENCENDIDO MSD BLASTER SS	144
9.3	CABLES DE ALTA TENCIÓN MALLORY – SPRINT 8 mm	145
9.4	BUJIAS DE PLATINO BOSCH WR8DP.....	145
X.	PRUEBAS DEL MOTOR TRUCADO EN CADA PROCESO.....	147
10.1	PRUEBA DEL MOTOR TRUCADO (ETAPA 2)	147
10.2	PRUEBA DEL MOTOR TRUCADO (ETAPA 3)	155
10.3	PRUEBA DEL MOTOR TRUCADO (ETAPA 4)	163
10.4	PRUEBA DEL MOTOR TRUCADO (ETAPA 5)	171
XI.	ANÁLISIS COMPARATIVO ENTRE EL MOTOR EN CONDICIONES.....	179
	INICIALES Y EL MOTOR TRUCADO EN CADA ETAPA.....	179
11.1	ANÁLISIS COMPARATIVO ETAPA 1 – ETAPA 2	179
11.2	ANÁLISIS COMPARATIVO ETAPA 1 – ETAPA 3	184
11.3	ANÁLISIS COMPARATIVO ETAPA 1 – ETAPA 4.....	189
11.4	ANÁLISIS COMPARATIVO ETAPA 1 – ETAPA 5.....	194
XII.	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	199
12.1	CONCLUSIONES.....	199
12.2	RECOMENDACIONES.....	200

ANEXO 1. SUZUKI FORSA SA-310	202
ANEXO 2. BOMBA CALORIMÉTRICA ADIABÁTICA.....	207
ANEXO 3. CONJUNTO DINAMÓMETRO – MOTOR	209
ANEXO 4. ESPECIFICACIONES DE TORQUE (MOTOR G10)	210
ANEXO 5. PRUEBA DEL MOTOR TRUCADO (ETAPA 6).....	211
BIBLIOGRAFÍA.....	216

ÍNDICE DE GRÁFICOS

FIGURA 1.1	CICLO DE CUATRO TIEMPOS	1
FIGURA 1.2	CARRERA DE ADMISIÓN	2
FIGURA 1.3	CARRERA DE COMPRESIÓN.....	2
FIGURA 1.4	CARRERA DE EXPLOSIÓN	3
FIGURA 1.5	CARRERA DE ESCAPE	4
FIGURA 1.6	DIAGRAMA P-V CICLO OTTO.....	4
FIGURA 1.7	DIAGRAMA T-S CICLO OTTO	5
FIGURA 1.8	CURVAS CARACTERÍSTICAS DEL MOTOR.....	22
FIGURA 1.9	RELACIÓN ENTRE TORQUE Y POTENCIA.....	23
FIGURA 1.10	EMBALAMIENTO DEL MOTOR	24
FIGURA 1.11	MOTORES AGUDOS Y PLANOS.....	25
FIGURA 2.1	RENDIMIENTO DE LA COMBUSTIÓN	30
FIGURA 2.2	EXIGENCIAS DEL ÍNDICE DE OCTANAJE	31
FIGURA 2.3	CONCENTRACIÓN DE MEZCLA.....	33
FIGURA 2.4	VARIACIÓN DEL ÁNGULO DE ENCENDIDO	35
FIGURA 3.1	TORQUE (ETAPA 1)	41
FIGURA 3.2	POTENCIA AL FRENO (ETAPA 1)	41
FIGURA 3.3	CONSUMO ESPECÍFICO DE COMBUSTIBLE (ETAPA 1).....	42
FIGURA 3.4	RENDIMIENTO TÉRMICO (ETAPA 1).....	42
FIGURA 3.5	RENDIMIENTO VOLUMÉTRICO (ETAPA 1)	43
FIGURA 3.6	RELACIÓN AIRE / COMBUSTIBLE (ETAPA 1)	43
FIGURA 3.7	PRESIÓN MEDIA EFECTIVA (ETAPA 1).....	44
FIGURA 3.8	CONSUMO MÁSIKO DE AIRE (ETAPA 1).....	44
FIGURA 3.9	CONSUMO MÁSIKO DE COMBUSTIBLE (ETAPA 1).....	45
FIGURA 4.1	BLOQUE DE CILINDROS (MOTOR G10).....	47
FIGURA 4.2	RECTIFICADORA DE CILINDROS	48
FIGURA 4.3	PULIDO Y AFINADO DEL BLOQUE DE CILINDROS	52
FIGURA 4.4	EQUIPO DE MECANIZADO Y PULIDO DE SUPERFICIES	52
FIGURA 4.5	MECANIZADO DE RUGOSIDADES.....	53
FIGURA 4.6	EQUIPO DE LIMPIEZA Y DESINCRUSTACIÓN	54
FIGURA 4.7	LIMPIEZA Y DESINCRUSTACIÓN DE CONDUCTOS.....	55
FIGURA 4.8	INSPECCIÓN VISUAL VÍA MICROSCOPIO	56
FIGURA 4.9	TINTAS PENETRANTES (PASO 1).....	57
FIGURA 4.10	TINTAS PENETRANTES (PASO 2).....	57
FIGURA 4.11	TINTAS PENETRANTES (PASO 3)	58
FIGURA 4.12	PISTÓN (MOTOR G10)	59
FIGURA 4.13	EQUIPO MECANIZADO (TORNO)	61
FIGURA 4.14	CANALES DIAMETRALES (SEÑALADO).....	61
FIGURA 4.15	CANALES DIAMETRALES (CENTRADO)	62
FIGURA 4.16	CANALES DIAMETRALES (ACANALADO)	62
FIGURA 4.17	CANALES DIAMETRALES (ACABADO FINAL)	63
FIGURA 4.18	REFRENTADO DEL PISTÓN (DESBASTE).....	64
FIGURA 4.19	REFRENTADO DEL PISTÓN (ACABADO FINAL).....	64
FIGURA 4.20	PERFORACIONES EN LA FALDA (MARCAS DE REFERENCIA).....	65
FIGURA 4.21	PERFORACIONES EN LA FALDA (MECANIZADO)	66
FIGURA 4.22	PERFORACIONES EN LA FALDA (ACABADO FINAL).....	66

FIGURA 4.23	PERFORACIÓN Y AVELLANADO (LUBRICACIÓN BULÓN).....	67
FIGURA 4.24	EQUIPO DE ALIGERADO DE MASAS	68
FIGURA 4.25	PESADO DE LOS PISTONES.....	69
FIGURA 4.26	CONJUNTO EQUILIBRADO (ACABADO FINAL)	70
FIGURA 4.27	RINES (MOTOR G10).....	71
FIGURA 4.28	DISPOSICIÓN DE LOS RINES (MOTOR G10)	73
FIGURA 4.29	INSTALACIÓN DE LOS RINES.....	74
FIGURA 4.30	BIELA (MOTOR G10)	75
FIGURA 4.31	PUNTOS DE RUPTURA DE LA BIELA	76
FIGURA 4.32	PUNTOS DE ALIGERADO DE LA BIELA	77
FIGURA 4.33	MECANIZADO DE LA TAPA DE BIELA	77
FIGURA 4.34	PESADO DE LAS BIELAS	80
FIGURA 4.35	CONJUNTO EQUILIBRADO (ACABADO FINAL)	82
FIGURA 4.36	MECANIZADO DE RUGOSIDADES	83
FIGURA 4.37	PULIDO DE LA BIELA (ACABADO FINAL)	84
FIGURA 4.38	CALENTADOR DE BIELAS	85
FIGURA 4.39	INSTALACIÓN BIELA - PISTÓN.....	86
FIGURA 4.40	COJINETES (MOTOR G10).....	87
FIGURA 4.41	CIGÜEÑAL (MOTOR G10).....	89
FIGURA 4.42	RECTIFICADORA DE CIGÜEÑALES	90
FIGURA 4.43	PULIDO DEL CIGÜEÑAL (ACABADO FINAL).....	93
FIGURA 4.44	BALANCEADORA DE CIGÜEÑALES.....	94
FIGURA 4.45	CIGÜEÑAL DE COMPETICIÓN (MOTOR G13).....	94
FIGURA 5.1	CABEZOTE (MOTOR G10).....	95
FIGURA 5.2	MEDICIÓN DEL VOLUMEN DE LA CÁMARA DE COMBUSTIÓN	96
FIGURA 5.3	RECTIFICADORA DE SUPERFICIES PLANAS	98
FIGURA 5.4	CONDUCTO IDEAL DE ADMISIÓN.....	100
FIGURA 5.5	BOSQUEJO DEL CONDUCTO DE ADMISIÓN (MOTOR G10)	102
FIGURA 5.6	PLANTILLAS METÁLICAS	103
FIGURA 5.7	TRAZADO DEL DIÁMETRO EXT.(CONDUCTO ADEMISIÓN).....	103
FIGURA 5.8	MECANIZADO DEL CONDUCTO DE ADMISIÓN (FASE 1).....	104
FIGURA 5.9	MECANIZADO DEL CONDUCTO DE ADMISIÓN (FASE 2).....	104
FIGURA 5.10	TUBO DE EMULSIÓN DEL CONDUCTO DE ADMISIÓN	105
FIGURA 5.11	REPARACIÓN EN FRÍO DEL CONDUCTO DE ADMISIÓN	105
FIGURA 5.12	RECORTE DE LAS GUÍAS DE LAS VÁLVULAS DE ADMISIÓN	106
FIGURA 5.13	PULIDO DEL CONDUCTO DE ADMISIÓN (ACABADO FINAL)	107
FIGURA 5.14	CONDUCTOS DE ADMISIÓN (ACABADO FINAL)	107
FIGURA 5.15	CONDUCTO IDEAL DE ESCAPE	108
FIGURA 5.16	BOSQUEJO DEL CONDUCTO DE ESCAPE – VISTA LATERAL (MOTOR G10).....	109
FIGURA 5.17	BOSQUEJO DEL CONDUCTO DE ESCAPE – VISTA SUPERIOR (MOTOR G10).....	110
FIGURA 5.18	TRAZADO DEL RECTÁNGULO EXTERNO (CONDUCTO DE ESCAPE).....	111
FIGURA 5.19	MECANIZADO DEL CONDUCTO DE ESCAPE (FASE 1).....	111
FIGURA 5.20	ESPÁRRAGO INTERNO DE REFUERZO (CONDUCTO DE ESCAPE)	112
FIGURA 5.21	MECANIZADO DEL CONDUCTO DE ESCAPE (FASE 2).....	112

<u>FIGURA 5.22</u>	<u>PULIDO DEL CONDUCTO DE ESCAPE (ACABADO FINAL)....</u>	<u>113</u>
<u>FIGURA 5.23</u>	<u>CONDUCTOS DE ESCAPE (ACABADO FINAL)</u>	<u>114</u>
<u>FIGURA 5.24</u>	<u>CÁMARAS DE COMBUSTIÓN (ACABADO FINAL)</u>	<u>115</u>
<u>FIGURA 5.25</u>	<u>DISPOSICIÓN DEL EMPAQUE DEL CABEZOTE (MOTOR G10)</u>	<u>117</u>
<u>FIGURA 5.26</u>	<u>SECUENCIA DE AJUSTE DEL CABEZOTE (MOTOR G10).....</u>	<u>118</u>
<u>FIGURA 5.27</u>	<u>EMPAQUE DE CABEZOTE REFORZADO (MOTOR G10)</u>	<u>118</u>
<u>FIGURA 6.1</u>	<u>SISTEMA DE DISTRIBUCIÓN (MOTOR G10)</u>	<u>120</u>
<u>FIGURA 6.2</u>	<u>COMPARACIÓN DE LOS DIAGRAMAS DE DISTRIBUCIÓN.....</u>	<u>121</u>
<u>FIGURA 6.3</u>	<u>CURVAS DE DESEMPEÑO CON EJE DE LEVAS DE PISTA.....</u>	<u>122</u>
<u>FIGURA 6.4</u>	<u>CURVAS DE DESEMPEÑO CON EJE DE LEVAS DE PISTA.....</u>	<u>123</u>
<u>FIGURA 6.5</u>	<u>EJE DE LEVAS TRUCADO (MOTOR G10).....</u>	<u>124</u>
<u>FIGURA 6.6</u>	<u>ESPECIFICACIONES DEL EJE DE LEVAS (ISKENDERIAN).....</u>	<u>125</u>
<u>FIGURA 6.7</u>	<u>OBTENCIÓN DE ÁNGULOS (MOTOR G10)</u>	<u>126</u>
<u>FIGURA 6.8</u>	<u>INSTALACIÓN DEL DISCO GRADUADO (MOTOR G10)</u>	<u>127</u>
<u>FIGURA 6.9</u>	<u>INSTALACIÓN DEL RELOJ PALPADOR (MOTOR G10).....</u>	<u>128</u>
<u>FIGURA 6.10</u>	<u>DIAGRAMA DE ÁNGULOS DE ADELANTO Y RETRASO</u>	<u>129</u>
<u>FIGURA 6.11</u>	<u>DIAGRAMA DEL ÁNGULO DEL PUNTO CENTRAL DE LEVA..</u>	<u>130</u>
<u>FIGURA 7.1</u>	<u>CARBURADOR AISAN (MOTOR G10)</u>	<u>132</u>
<u>FIGURA 7.2</u>	<u>CARBURADORES INDEPENDIENTES (MOTOR G10)</u>	<u>133</u>
<u>FIGURA 8.1</u>	<u>MÚLTIPLE DE ESCAPE (MOTOR G10)</u>	<u>134</u>
<u>FIGURA 8.2</u>	<u>CONJUNTO DEL SISTEMA DEL HEADER</u>	<u>135</u>
<u>FIGURA 8.3</u>	<u>HEADER (MOTOR G10)</u>	<u>139</u>
<u>FIGURA 9.1</u>	<u>SISTEMA DE ENCENDIDO (MOTOR G10).....</u>	<u>141</u>
<u>FIGURA 9.2</u>	<u>SISTEMA DE ENCENDIDO DE ALTAS PRESTACIONES</u>	<u>142</u>
<u>FIGURA 9.3</u>	<u>MÓDULO DE ENCENDIDO MSD 6BTM.....</u>	<u>142</u>
<u>FIGURA 9.4</u>	<u>DIAGRAMA DE CONEXIONES MÓDULO MSD 6BTM</u>	<u>143</u>
<u>FIGURA 9.5</u>	<u>BOBINA DE ENCENDIDO MSD BLASTER SS.....</u>	<u>144</u>
<u>FIGURA 9.6</u>	<u>CABLES DE ALTA TENSIÓN MALLORY – SPRINT 8MM</u>	<u>145</u>
<u>FIGURA 9.7</u>	<u>BUJÍAS DE PLATINO BOSCH WR8DP</u>	<u>146</u>
<u>FIGURA 10.1</u>	<u>TORQUE (ETAPA 2)</u>	<u>149</u>
<u>FIGURA 10.2</u>	<u>POTENCIA AL FRENO (ETAPA 2)</u>	<u>150</u>
<u>FIGURA 10.3</u>	<u>CONSUMO ESPECÍFICO DE COMBUSTIBLE (ETAPA 2)</u>	<u>150</u>
<u>FIGURA 10.4</u>	<u>RENDIMIENTO TÉRMICO (ETAPA 2)</u>	<u>151</u>
<u>FIGURA 10.5</u>	<u>RENDIMIENTO VOLUMÉTRICO (ETAPA 2)</u>	<u>151</u>
<u>FIGURA 10.6</u>	<u>RELACIÓN AIRE / COMBUSTIBLE (ETAPA 2)</u>	<u>152</u>
<u>FIGURA 10.7</u>	<u>PRESIÓN MEDIA EFECTIVA (ETAPA 2).....</u>	<u>152</u>
<u>FIGURA 10.8</u>	<u>CONSUMO MÁSIKO DE AIRE (ETAPA 2).....</u>	<u>153</u>
<u>FIGURA 10.9</u>	<u>CONSUMO MÁSIKO DE COMBUSTIBLE (ETAPA 2).....</u>	<u>153</u>
<u>FIGURA 10.10</u>	<u>TORQUE (ETAPA 3)</u>	<u>157</u>
<u>FIGURA 10.11</u>	<u>POTENCIA AL FRENO (ETAPA 3)</u>	<u>158</u>
<u>FIGURA 10.12</u>	<u>CONSUMO ESPECÍFICO DE COMBUSTIBLE (ETAPA 3)</u>	<u>158</u>
<u>FIGURA 10.13</u>	<u>RENDIMIENTO TÉRMICO (ETAPA 3)</u>	<u>159</u>
<u>FIGURA 10.14</u>	<u>RENDIMIENTO VOLUMÉTRICO (ETAPA 3)</u>	<u>159</u>
<u>FIGURA 10.15</u>	<u>RELACIÓN AIRE / COMBUSTIBLE (ETAPA 3)</u>	<u>160</u>
<u>FIGURA 10.16</u>	<u>PRESIÓN MEDIA EFECTIVA (ETAPA 3).....</u>	<u>160</u>
<u>FIGURA 10.17</u>	<u>CONSUMO MÁSIKO DE AIRE (ETAPA 3).....</u>	<u>161</u>
<u>FIGURA 10.18</u>	<u>CONSUMO MÁSIKO DE COMBUSTIBLE (ETAPA 3).....</u>	<u>161</u>
<u>FIGURA 10.19</u>	<u>TORQUE (ETAPA 4)</u>	<u>165</u>

<u>FIGURA 10.20 POTENCIA AL FRENO (ETAPA 4)</u>	<u>166</u>
<u>FIGURA 10.21 CONSUMO ESPECÍFICO DE COMBUSTIBLE (ETAPA 4)</u>	<u>166</u>
<u>FIGURA 10.22 RENDIMIENTO TÉRMICO (ETAPA 4)</u>	<u>167</u>
<u>FIGURA 10.23 RENDIMIENTO VOLUMÉTRICO (ETAPA 4)</u>	<u>167</u>
<u>FIGURA 10.24 RELACIÓN AIRE / COMBUSTIBLE (ETAPA 4)</u>	<u>168</u>
<u>FIGURA 10.25 PRESIÓN MEDIA EFECTIVA (ETAPA 4)</u>	<u>168</u>
<u>FIGURA 10.26 CONSUMO MÁSIKO DE AIRE (ETAPA 4)</u>	<u>169</u>
<u>FIGURA 10.27 CONSUMO MÁSIKO DE COMBUSTIBLE (ETAPA 4)</u>	<u>169</u>
<u>FIGURA 10.28 TORQUE (ETAPA 5)</u>	<u>173</u>
<u>FIGURA 10.29 POTENCIA AL FRENO (ETAPA 5)</u>	<u>174</u>
<u>FIGURA 10.30 CONSUMO ESPECÍFICO DE COMBUSTIBLE (ETAPA 5)</u>	<u>174</u>
<u>FIGURA 10.31 RENDIMIENTO TÉRMICO (ETAPA 5)</u>	<u>175</u>
<u>FIGURA 10.32 RENDIMIENTO VOLUMÉTRICO (ETAPA 5)</u>	<u>175</u>
<u>FIGURA 10.33 RELACIÓN AIRE / COMBUSTIBLE (ETAPA 5)</u>	<u>176</u>
<u>FIGURA 10.34 PRESIÓN MEDIA EFECTIVA (ETAPA 5)</u>	<u>176</u>
<u>FIGURA 10.35 CONSUMO MÁSIKO DE AIRE (ETAPA 5)</u>	<u>177</u>
<u>FIGURA 10.36 CONSUMO MÁSIKO DE COMBUSTIBLE (ETAPA 5)</u>	<u>177</u>
<u>FIGURA 11.1 TORQUE (ETAPA 1 – ETAPA 2)</u>	<u>179</u>
<u>FIGURA 11.2 POTENCIA AL FRENO (ETAPA 1 – ETAPA 2)</u>	<u>179</u>
<u>FIGURA 11.3 CONSUMO ESPECÍFICO DE COMBUSTIBLE_(ETAPA 1 – ETAPA 2)</u>	<u>180</u>
<u>FIGURA 11.4 RENDIMIENTO TÉRMICO (ETAPA 1 – ETAPA 2)</u>	<u>180</u>
<u>FIGURA 11.5 RENDIMIENTO VOLUMÉTRICO (ETAPA 1 – ETAPA 2)</u>	<u>181</u>
<u>FIGURA 11.6 RELACIÓN AIRE / COMBUSTIBLE (ETAPA 1 – ETAPA 2)</u>	<u>181</u>
<u>FIGURA 11.7 PRESION MEDIA EFECTIVA (ETAPA 1 – ETAPA 2)</u>	<u>182</u>
<u>FIGURA 11.8 CONSUMO MÁSIKO DE AIRE (ETAPA 1 – ETAPA 2)</u>	<u>182</u>
<u>FIGURA 11.9 CONSUMO MÁSIKO DE COMBUSTIBLE_(ETAPA 1 – ETAPA 2)</u>	<u>184</u>
<u>FIGURA 11.10 TORQUE (ETAPA 1 – ETAPA 3)</u>	<u>184</u>
<u>FIGURA 11.11 POTENCIA AL FRENO (ETAPA 1 – ETAPA 3)</u>	<u>184</u>
<u>FIGURA 11.12 CONSUMO ESPECÍFICO DE COMBUSTIBLE_(ETAPA 1 – ETAPA 3)</u>	<u>185</u>
<u>FIGURA 11.13 RENDIMIENTO TÉRMICO (ETAPA 1 – ETAPA 3)</u>	<u>185</u>
<u>FIGURA 11.14 RENDIMIENTO VOLUMÉTRICO (ETAPA 1 – ETAPA 3)</u>	<u>186</u>
<u>FIGURA 11.15 RELACIÓN AIRE / COMBUSTIBLE (ETAPA 1 – ETAPA 3)</u>	<u>186</u>
<u>FIGURA 11.16 PRESIÓN MEDIA EFECTIVA (ETAPA 1 – ETAPA 3)</u>	<u>187</u>
<u>FIGURA 11.17 CONSUMO MÁSIKO DE AIRE (ETAPA 1 – ETAPA 3)</u>	<u>187</u>
<u>FIGURA 11.18 CONSUMO MÁSIKO DE COMBUSTIBLE_(ETAPA 1 – ETAPA 3)</u>	<u>188</u>
<u>FIGURA 11.19 TORQUE (ETAPA 1 – ETAPA 4)</u>	<u>189</u>
<u>FIGURA 11.20 POTENCIA AL FRENO (ETAPA 1 – ETAPA 4)</u>	<u>189</u>
<u>FIGURA 11.21 CONSUMO ESPECÍFICO DE COMBUSTIBLE_(ETAPA 1 – ETAPA 4)</u>	<u>190</u>
<u>FIGURA 11.22 RENDIMIENTO TÉRMICO (ETAPA 1 – ETAPA 4)</u>	<u>190</u>
<u>FIGURA 11.23 RENDIMIENTO VOLUMÉTRICO (ETAPA 1 – ETAPA 4)</u>	<u>191</u>
<u>FIGURA 11.24 RELACIÓN AIRE / COMBUSTIBLE (ETAPA 1 – ETAPA 4)</u>	<u>191</u>
<u>FIGURA 11.25 PRESIÓN MEDIA EFECTIVA (ETAPA 1 – ETAPA 4)</u>	<u>192</u>
<u>FIGURA 11.26 CONSUMO MÁSIKO DE AIRE (ETAPA 1 – ETAPA 4)</u>	<u>192</u>

<u>FIGURA 11.27 CONSUMO MÁSICO DE COMBUSTIBLE (ETAPA 1 – ETAPA 4)</u>	<u>193</u>
<u>FIGURA 11.28 TORQUE (ETAPA 1 – ETAPA 5)</u>	<u>194</u>
<u>FIGURA 11.29 POTENCIA AL FRENO (ETAPA 1 – ETAPA 5)</u>	<u>194</u>
<u>FIGURA 11.30 CONSUMO ESPECÍFICO DE COMBUSTIBLE (ETAPA 1 – ETAPA 5)</u>	<u>195</u>
<u>FIGURA 11.31 RENDIMIENTO TÉRMICO (ETAPA 1 – ETAPA 5)</u>	<u>195</u>
<u>FIGURA 11.32 RENDIMIENTO VOLUMÉTRICO (ETAPA 1 – ETAPA 5)</u>	<u>196</u>
<u>FIGURA 11.33 RELACIÓN AIRE / COMBUSTIBLE (ETAPA 1 – ETAPA 5)</u>	<u>196</u>
<u>FIGURA 11.34 PRESIÓN MEDIA EFECTIVA (ETAPA 1 – ETAPA 5)</u>	<u>197</u>
<u>FIGURA 11.35 CONSUMO MÁSICO DE AIRE (ETAPA 1 – ETAPA 5)</u>	<u>197</u>
<u>FIGURA 11.36 CONSUMO MÁSICO DE COMBUSTIBLE (ETAPA 1 – ETAPA 5)</u>	<u>198</u>
<u>FIGURA A1.1 SUZUKI FORSA SA 310</u>	<u>202</u>
<u>FIGURA A1.2 BOSQUEJO DEL MOTOR G10</u>	<u>203</u>
<u>FIGURA A1.3 BOSQUEJO DE LA TRASMISIÓN MANUAL</u>	<u>204</u>
<u>FIGURA A1.4 ACELERACIÓN SUZUKI SA - 310</u>	<u>205</u>
<u>FIGURA A1.5 BOSQUEJO DE LA CARROCERÍA</u>	<u>206</u>
<u>FIGURA A2.1 BOMBA CALORIMÉTRICA ADIABÁTICA</u>	<u>207</u>
<u>FIGURA A3.2 CONJUNTO DINAMÓMETRO – MOTOR 1</u>	<u>209</u>
<u>FIGURA A3.2 CONJUNTO DINAMÓMETRO – MOTOR 2</u>	<u>209</u>
<u>FIGURA A5.1 TORQUE (ETAPA 6)</u>	<u>213</u>
<u>FIGURA A5.2 POTENCIA AL FRENO (ETAPA 6)</u>	<u>213</u>
<u>FIGURA A5.3 CONSUMO ESPECÍFICO DE COMBUSTIBLE (ETAPA 6)</u>	<u>214</u>

INDICE DE TABLAS

TABLA 1.1 CONSTANTES	12
TABLA 1.2 LISTA DE VARIABLES	12
TABLA 2.1 POTENCIA POR CILINDRADA	13
TABLA 2.2 RELACIÓN DE COMPRESIÓN	30
TABLA 3.1 DESCRIPCIÓN DEL MOTOR G10	37
TABLA 3.2 DATOS PRIMARIOS (ETAPA 1)	38
TABLA 3.3 DATOS RESULTANTES (ETAPA 1)	39
TABLA 3.4 CONDICIONES DE LA PRUEBA (ETAPA 1)	40
TABLA 4.1 RECTIFICACIONES DE SERIE	49
TABLA 4.2 RECTIFICACIONES SOBREMEDIDA	49
TABLA 4.3 JUEGO DE MONTAJE (PISTÓN – CILINDRO)	51
TABLA 4.4 PESO PISTONES (SERIE)	68
TABLA 4.5 PESO PISTONES (MECANIZADOS)	69
TABLA 4.6 PESO PISTONES (ACABADO FINAL)	70
TABLA 4.7 SEPARACIÓN DE LAS PUNTAS DEL RIN	72
TABLA 4.8 HOLGURA DEL RIN EN LA RANURA DEL PISTÓN	73
TABLA 4.9 PESO BIELAS (SERIE)	78
TABLA 4.10 PESO TAPA DE BIELA (MECANIZADA)	79
TABLA 4.11 PESO TAPA DE BIELA (ACABADO FINAL)	79
TABLA 4.12 PESO BIELAS (MECANIZADA)	80
TABLA 4.13 PESO BIELAS (ACABADO FINAL)	81
TABLA 4.14 JUEGO AXIAL DE BIELA	86
TABLA 4.15 JUEGO DE MONTAJE (COJINETES DE BIELA)	88
TABLA 4.16 JUEGO DE MONTAJE (COJINETES DE BANCADA)	89
TABLA 4.17 RECTIFICACIONES DE SERIE	91
TABLA 4.18 JUEGO AXIAL DEL CIGÜEÑAL	91
TABLA 5.1 LÍMITE DE PANDEO (CABEZOTE)	116
TABLA 10.1 CONDICIONES DE PRUEBA (ETAPA 2)	147
TABLA 10.2 DATOS PRIMARIOS (ETAPA 2)	148
TABLA 10.3 DATOS RESULTANTES (ETAPA 2)	148
TABLA 10.4 CONDICIONES DE PRUEBA (ETAPA 3)	155
TABLA 10.5 DATOS PRIMARIOS (ETAPA 3)	156
TABLA 10.6 DATOS RESULTANTES (ETAPA 3)	156
TABLA 10.7 CONDICIONES DE PRUEBA (ETAPA 4)	163
TABLA 10.8 DATOS PRIMARIOS (ETAPA 4)	164
TABLA 10.9 DATOS RESULTANTES (ETAPA 4)	164
TABLA 10.10 CONDICIONES DE PRUEBA (ETAPA 5)	171
TABLA 10.11 DATOS PRIMARIOS (ETAPA 5)	172
TABLA 10.12 DATOS RESULTANTES (ETAPA 5)	172
TABLA 11.1 COMPARATIVA (ETAPA 1 - ETAPA 5)	198
TABLA A1.1 ESPECIFICACIONES DEL MOTOR	203
TABLA A1.2 TRANSMISIÓN MANUAL 5 VELOCIDADES	204
TABLA A1.3 ACELERACIONES	205
TABLA A1.4 MEDIDAS Y FRENOS	206
TABLA A2.1 DATOS RESULTANTES (GASOLINA SUPER ADITIVADA)	208
TABLA A2.2 DATOS RESULTANTES (GASOLINA SUPER CORRIENTE)	208

TABLA A4 TORQUE ESPECIFICADO.....	<u>210</u>
TABLA A5.1 CONDICIONES DE PRUEBA (ETAPA 6)	<u>211</u>
TABLA A5.2 DATOS PRIMARIOS (ETAPA 6).....	<u>212</u>
TABLA A5.3 DATOS RESULTANTES (ETAPA 6).....	<u>212</u>
<u>TABLA A5.3 DATOS RESULTANTES (ETAPA 5 – ETAPA 6).....</u>	<u>215</u>

INTRODUCCION

El tema desarrollado en este proyecto trata la Comparación de las características de eficiencia de un motor Suzuki Forsa G10 SOHC al variar secuencialmente elementos posibles de trucaje para competición a través de un banco de pruebas, el cual lo realizamos con el objeto de dar a conocer cuan importante es este tema dentro de la evolución del motor y con el propósito de mejorar el nivel competitivo de nuestro automovilismo.

Este estudio favorece al desarrollo de nuevas tendencias en Trucaje – Preparación de motores, y a la obtención de una modificación satisfactoria del motor, con la aportación de los interesantes resultados que se derivan de las modificaciones y mejoras ejecutadas en el motor G10 a través del banco de pruebas.

I.- EL MOTOR DE CUATRO TIEMPOS

1.1.- ANÁLISIS DEL CICLO TEÓRICO

El ciclo Otto que se ve en la figura 1.1 Se describe como un sistema cilindro-pistón, accionado por un mecanismo biela-manivela. En el ciclo¹ de cuatro tiempos el cigüeñal gira dos veces para cumplir con el ciclo, por lo tanto cada uno de los cilindros recorre cuatro carreras.

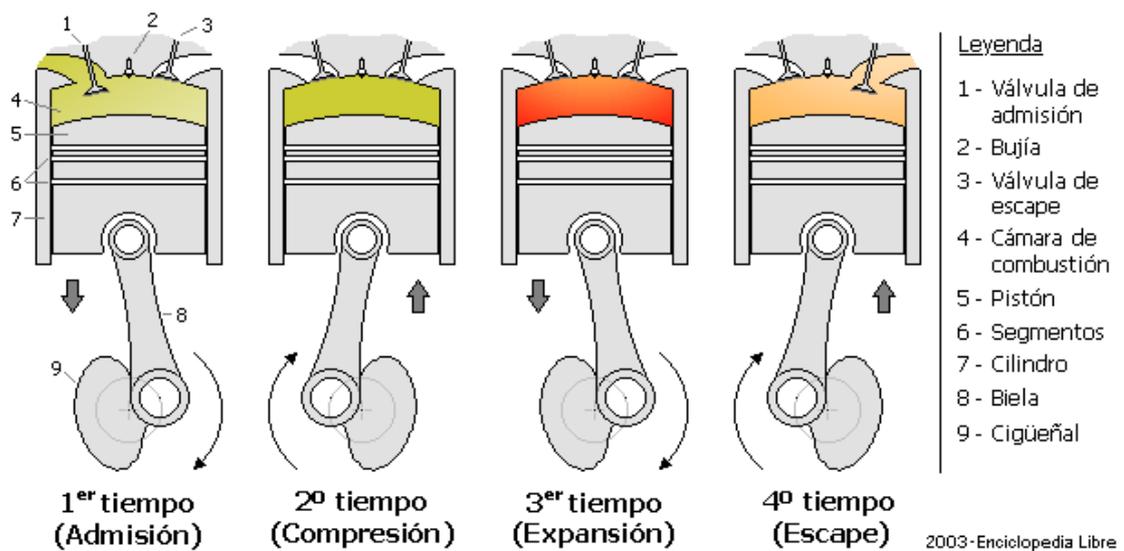


FIGURA 1.1 Ciclo de cuatro tiempos

FUENTE: www.wikipedia.com

¹ Es una sumatoria de procesos, el ciclo se completa cuando las propiedades del sistema regresan a su estado original.

1.1.1.- CARRERA DE ADMISIÓN

Se abre la válvula de admisión, gira el cigüeñal, el pistón se desplaza hacia el PMI¹ y permite la entrada de mezcla aire/combustible dentro del cilindro.

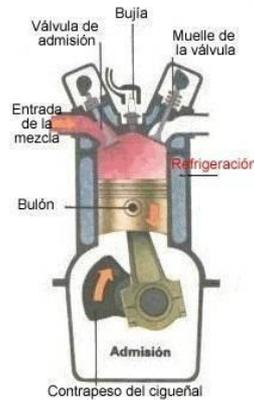


FIGURA 1.2 Carrera de Admisión

FUENTE: www.wikipedia.com

1.1.2.- CARRERA DE COMPRESIÓN

Idealmente el proceso es isentrópico². Se cierra la válvula de admisión, gira el cigüeñal, el pistón se desplaza hacia el PMS³ y comprime la mezcla aire/combustible dentro del cilindro.

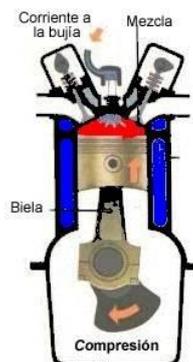


FIGURA 1.3 Carrera de Compresión

FUENTE: www.wikipedia.com

¹ Punto Muerto Inferior.

² Entropía constante.

³ Punto Muerto Superior.

1.1.3.- CALENTAMIENTO INSTANTÁNEO DE LA MEZCLA A VOLUMEN CONSTANTE

En este proceso isométrico¹ se produce el salto de la chispa eléctrica para encender la mezcla rápidamente. Las válvulas se mantienen cerradas y el pistón se encuentra en el PMS dentro del cilindro.

1.1.4.- CARRERA DE EXPLOSIÓN

Al inflamarse la mezcla se produce una transformación y liberación de la energía química contenida en el combustible, que genera una presión por la expansión de los gases combustionados, lo que hace que el pistón descienda rápidamente hacia el PMI completando el giro del cigüeñal. Esta es la única etapa en la que se obtiene trabajo, idealmente este proceso es isentrópico.

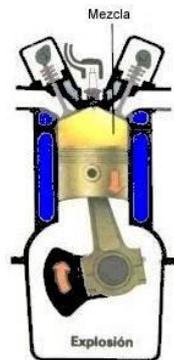


FIGURA 1.4 Carrera de Explosión

FUENTE: www.wikipedia.com

1.1.5.- EXPULSIÓN INSTANTÁNEA DEL CALOR A VOLUMEN CONSTANTE

Se mantiene constante el volumen pero existe una transferencia de calor inmediata desde la cámara de combustión hacia fuera a través de las paredes del cilindro.

¹ Volumen constante.

1.1.6.- CARRERA DE ESCAPE

Se abre la válvula de escape expulsando los gases producidos en la combustión, además se cede el calor a la atmósfera. El pistón sube de nuevo hacia el PMS y se repite de nuevo el ciclo.



FIGURA 1.5 Carrera de Escape

FUENTE: www.wikipedia.com

El motor Otto opera en función del Ciclo con suministro de calor a volumen constante, Idealmente sin pérdidas y para el análisis se tienen los planos V-P (volumen - presión), S-T (entropía¹ - temperatura).

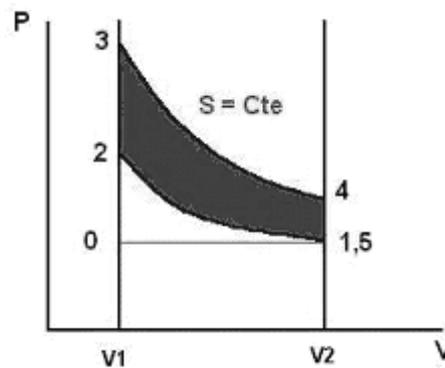


FIGURA 1.6 Diagrama P-V ciclo otto

FUENTE: FAIRES/Termodinámica

¹ Se relaciona con la energía degradada, es decir la energía que se pierde cuando se cede calor a un foco frío.

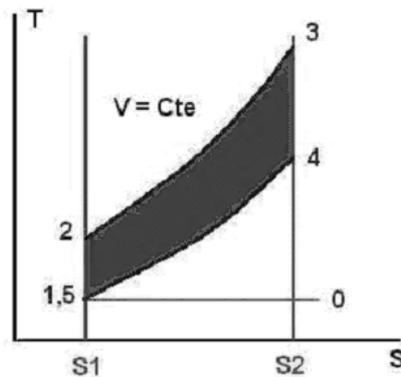


FIGURA 1.7 Diagrama T-S ciclo otto

FUENTE: FAIRES/Termodinámica

En las figuras 1.6 y 1.7 tenemos los ciclos genéricos teóricos P - V y T - S respectivamente, de los cuales se deducen las siguientes etapas:

ETAPA 1: Desde el punto **0** hasta el **1.5** se realiza la entrada de la mezcla a una mínima presión.

ETAPA 2: Desde el punto **1.5** hasta el **2** se realiza la compresión de la mezcla (En teoría adiabática¹). La temperatura de compresión puede llegar a estar entre 400 - 500° C, mientras tanto la presión llega a 18 bares.

ETAPA 3: Entre los puntos **2** y **3** se realiza la combustión de la mezcla, con un aporte de calor. En el momento de la explosión de la mezcla la temperatura llega a valores entre 2000 - 2500^a C, mientras que la presión puede ir desde 30 hasta 60 bares.

ETAPA 4: Entre los puntos **3** y **4** se realiza la expansión de los gases calientes. (En teoría adiabática)

ETAPA 5: En el punto **4** se liberan los gases quemados a la atmósfera, a una presión residual de 0.2 bares.

¹ Estado del proceso donde no existe adición ni sustracción de calor.

En los motores de combustión interna se considera que los ciclos son abiertos¹, En cada ciclo se aspira aire fresco, se adiciona el combustible, se quema en el interior del motor, y los gases quemados son expulsados del sistema. Para efectos de análisis se supone que se cierra entre 4 y 1 (figura 1.6), volviéndose al estado inicial.

1.2.- ANÁLISIS DEL CICLO REAL

Si el motor funcionaria como en el ciclo teórico, al abrir o cerrar las válvulas y dar la chispa en los puntos supuestos se presentarían varios inconvenientes, los cuáles afectaría directamente al rendimiento del motor. A continuación se describen los efectos producidos en cada etapa.

1.2.1.- ADMISIÓN

En teoría el cilindro se llena con mezcla a presión ambiente, pero en realidad se producen pérdidas de carga en el sistema (filtro de aire, múltiple de admisión, flujo por válvula de admisión, etc.), esto hace que la presión, sea menor que la presión ambiente. Si en ese instante se cierra la válvula de admisión, el cilindro queda lleno de mezcla a menor presión que la ambiente. Al haber menos mezcla, el rendimiento del motor será menor.

1.2.2.- COMPRESIÓN

Esta etapa es en un principio adiabática. Pero como la presión es menor que la del ambiente, esta también termina de por debajo de lo que ocurre en teoría.

1.2.3.- COMBUSTIÓN

La combustión en teoría es a volumen constante. Esto sería así si el tiempo de combustión fuera instantáneo. Pero en realidad el frente de llama depende de

¹ Es aquel en el que existe un flujo de masa a través de su frontera (superficie de control).

la velocidad del motor, esta se produce por los avances centrífugos, con esto se tiene que al iniciarse la combustión, esta se propaga desde la bujía al entorno de la cámara de combustión. Como el frente de llama es pequeño en un inicio, la presión sube relativamente lenta. Entonces si se enciende la chispa justo en el PMS, el pistón comenzará a bajar de inmediato y el volumen a aumentar y la presión crecerá menos de lo que debería.

1.2.4.- EXPLOSIÓN

Esta etapa en teoría es expansión adiabática. Lo cual es imposible, ya que el sistema cede calor al refrigerante.

1.2.5.- APERTURA VÁLVULA DE ESCAPE

En teoría, al abrir la válvula de escape (lo que debería ocurrir instantáneamente en el PMI), la presión dentro de la cámara de combustión caería en forma instantánea a la presión ambiente. Pero sin embargo ocurre que la apertura de la válvula de escape no es instantánea, lo que provoca restricción al flujo de los gases, además esto se complementa por las características del mismo sistema (múltiple de escape, catalizador, tubo de escape y silenciador). Todo esto hace que la presión no caiga instantáneamente hasta la presión atmosférica, sino que más lentamente.

1.2.6.- ESCAPE

En teoría en este período tenemos presión atmosférica. Pero en realidad la presión va cayendo hasta la presión atmosférica. Esto se hace con la válvula de escape abierta. Si justo al llegar al PMS se cierra la válvula de escape y se abre la válvula de admisión, ocurrirá que quedará dentro de la cámara de combustión una cierta cantidad de gases quemados (correspondientes al volumen muerto del cilindro). Estos gases quemados disminuyen el rendimiento del próximo ciclo al quitar volumen de carga fresca para la siguiente etapa.

1.3.- MEJORAS QUE SE HACEN AL CICLO REAL PARA ACERCARLO AL CICLO TEÓRICO

Las mejoras que se hacen para mejorar el ciclo son muy variadas. En lo principal tienen que ver con los momentos de apertura y cierre de válvulas, así como también con el avance del encendido. Todas estas mejoras buscan acercar más el ciclo real al ciclo teórico.

1.3.1.- ADMISIÓN

La válvula de admisión se abre antes de que el pistón llegue al PMS, mientras la válvula de escape está cerrada. Al adelantar la apertura de la válvula de admisión permite facilitar el ingreso de mezcla al cilindro. Esto reduce la caída de presión en la admisión. Durante el descenso del pistón desde el PMS al PMI la mezcla en el sistema de admisión adquiere energía cinética. Por lo tanto es indispensable atrasar el cierre de la válvula de admisión más allá del PMI. Esto permite que se siga admitiendo mezcla y se mejore el llenado del cilindro.

1.3.2.- EXPLOSIÓN

La propagación del frente de llama desde la bujía al entorno de la cámara de combustión no es instantánea, por lo tanto se aplica una medida de suma importancia, que es adelantar el encendido. Esto implica que se enciende la chispa antes de llegar al PMS. El ajuste del avance al encendido depende de la velocidad de combustión de la mezcla y las condiciones de trabajo del motor. Con este ajuste se obtienen grandes beneficios, los mismos que están directamente relacionados con el aumento de la potencia útil y el consumo de combustible.

Al iniciar la combustión antes de llegar al PMS se logra que el momento en que el pistón pasa por el PMS, la combustión se está desarrollando a máxima velocidad, lo cual permite acercarse más al ciclo teórico de combustión a volumen constante. Es importante darse cuenta de que la magnitud de adelanto del encendido es dinámico; es decir es función de la velocidad y la carga del motor.

1.3.3.- ESCAPE

Con el adelanto de apertura en la válvula de escape, se logra iniciar esta etapa a una presión mucho menor, casi a la presión atmosférica. Por ello el vaciado del cilindro se hace en forma mucho más eficiente. En este punto se produce el cruce de válvulas o traslape al adelantar la apertura de la válvula de admisión y al retrasar el cierre de la válvula de escape. Los beneficios del cruce de válvulas son:

- Al estar las dos válvulas abiertas durante un cierto período de tiempo, se produce el *barrido* de la cámara de combustión. Es decir, la mezcla fresca que entra al cilindro, barre los gases de escape que aún quedan dentro de él.
- El mismo fenómeno hace que la carrera de llenado ocurra a presión más cercana a lo teórico.

1.4.- PARÁMETROS TERMODINAMICOS

Es de suma importancia la definición de los parámetros termodinámicos involucrados en el funcionamiento del motor de combustión interna, ya que estos van a aparecer con frecuencia en los capítulos siguientes, la información citada a continuación es fundamental para el correcto análisis de las variables que intervienen en la potenciación del motor.

TORQUE: Indica la fuerza torsional que es capaz de proporcionar el motor desde su eje principal, es decir la fuerza de la explosión aplicada a la biela y transmitida por esta al codo del cigüeñal, para hacerle girar y producir un esfuerzo de rotación.

Se mide en kilogramos-metro (Kg-m), Newton-metro (N-m) o pie-libras (pie-lb).

Por lo tanto generalizando se puede decir que el torque es la medida del trabajo que es capaz de realizar el motor.

POTENCIA: En un motor la Potencia Indica la cantidad de trabajo que se puede realizar en un determinado tiempo. La misma se expresa en caballos de fuerza (Hp) o Kilovatios (Kw)

En pocas palabras la potencia es cuan rápido puede hacer el trabajo un motor.

La potencia se puede expresar mediante el sistema SAE o el DIN.

- **SISTEMA SAE:** Este sistema americano omite todos los accesorios que puedan consumir esfuerzo (bomba de agua, ventilador, alternador, etc.), y además cada medición se realiza en intervalos de 200 RPM, donde se efectúan ajustes de carburación y encendido, este es el valor máximo de potencia (Potencia bruta).
- **SISTEMA DIN:** El sistema alemán hace las pruebas con todos los accesorios instalados, sin ajuste alguno de la carburación o encendido, el valor obtenido por este sistema es la Potencia neta

POTENCIA AL FRENO: Es la obtenida en el eje de salida del motor, viene a ser la fuerza verdadera que impulsa el automóvil, esta fuerza es medida en el dinamómetro.

POTENCIA INDICADA: Es la potencia realmente desarrollada en el interior del cilindro por el proceso de combustión.

POTENCIA POR FRICCIÓN: Es la potencia utilizada para vencer los rozamientos entre las partes mecánicas en movimiento y accionar los accesorios del motor. Resulta de la diferencia entre la potencia indicada y la potencia al freno.

POTENCIA POR CILINDRADA: Indica la máxima potencia útil que da el motor por cada litro de cilindrada.

PESO POR UNIDAD DE POTENCIA: Indica que peso tiene el motor por unidad, es decir por cada Kw de su mayor potencia útil.

PRESIÓN MEDIA EFECTIVA AL FRENO: Es la presión teórica constante que se ejerce durante la carrera de explosión del motor para producir una potencia igual a la del freno.

CONSUMO MÁSIKO DE AIRE: Es la masa de aire que ingresa al cilindro.

CONSUMO MÁSIKO DE COMBUSTIBLE: Es la rapidez de consumo de combustible del motor en masa.

RELACIÓN AIRE – COMBUSTIBLE: Indica la relación entre la cantidad de aire utilizado en la combustión y la cantidad de combustible quemado.

CONSUMO ESPECÍFICO DE COMBUSTIBLE: Este parámetro determina con cuanta eficiencia se convierte el combustible en trabajo.

RENDIMIENTO TÉRMICO: Indica el grado de aprovechamiento del poder calorífico del combustible

RENDIMIENTO VOLUMÉTRICO: Indica la efectividad con la que se realiza el llenado del cilindro con carga fresca.

1.5.- CONSTANTES, VARIABLES Y FÓRMULAS

En esta sección se presentan las variables, fórmulas y constantes termodinámicas, las mismas que serán utilizadas en todos los cálculos.

TABLA 1.1 CONSTANTES

Ø	DIAMETRO PLACA ORIFICIO	0.039 [m]
C	COEFICIENTE DE DESCARGA	0.62
C₁	CONSTANTE DE TRANSFORMACIÓN REFERIDA AL FLUIDO DEL MANOMETRO	9.81 [(N/m ²)/mmH ₂ O]
R_a	COEFICIENTE RESIDUAL DE GASES	287 [Nm / Kg ^o K]
P_o	PRESION ATMOSFERICA	73687.3 [Pascuales]
D_g	DENSIDAD DE LA GASOLINA	0.7416 [gr / cm ³]
D_a	DENSIDAD DEL AIRE	0.88 [Kg / m ³]
Q_{neto}	PODER CALORIFICO DEL COMBUSTIBLE	68733 ⁹ – 56687 ¹⁰ [J/ gr]
D	DIAMETRO DEL PISTON	0.074 [m]
S	CARRERA DEL PISTON	0.077 [m]
K₁	CONSTANTE DEL DINAMOMETRO PARA MOTORES DE 4 TIEMPOS	2
	ALTURA SOBRE EL NIVEL DEL MAR (ESPE MATRIZ - SANGOLQUI)	2760 [m]
i	NUMERO DE CILINDROS	3
L	BRAZO DE PALANCA	m
V_p	VOLUMEN DE PRUEBA	cm ³
T_a	TEMPERATURA AMBIENTE	24 [°C]

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

Nota: El valor del poder calorífico del combustible fue obtenido en una bomba calorimétrica adiabática, para la gasolina super corriente y para la gasolina super + aditivo utilizadas en las pruebas. (Mayor información Anexo 2)

TABLA 1.2 LISTA DE VARIABLES

N	REVOLUCIONES POR MINUTO	RPM
t	TIEMPO CONSUMO VOLUMEN DE PRUEBA	Seg
T_q	TORQUE	N-m

⁹ Poder calorífico gasolina super.

¹⁰ Poder calorífico gasolina super + aditivo.

LISTA DE VARIABLES (continuación)		
h_o	ALTURA DEL MANOMETRO	mmH ₂ O
F	FUERZA	N
P_f	POTENCIA AL FRENO	Kw - Hp
PMEF	PRESION MEDIA EFECTIVA AL FRENO	KN / m ²
T_a	TEMPERATURA AMBIENTE	°K
m_a	CONSUMO MASICO DE AIRE	Kg / h
V_c	VOLUMEN DE COMBUSTIBLE	cm ³ / seg
m_c	CONSUMO MASICO DE COMBUSTIBLE	Kg / h
A/C	RELACION AIRE COMBUSTIBLE	-----
CEC	CONSUMO ESPECIFICO DE COMBUSTIBLE	Kg / (Kw-h)
η_t	RENDIMIENTO TERMICO	%
η_v	RENDIMIENTO VOLUMETRICO	%
V_d	CONSUMO VOLUMETRICO DE AIRE TEORICO	m ³ / seg

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

FÓRMULAS ESPECÍFICAS

Las fórmulas citadas a continuación, son exclusivas para el Banco de Pruebas, en las mismas se detalla las unidades y variables de cada una.

TORQUE

$$Tq = F \times L \text{ [N-m]}$$

Donde:

F = Fuerza

L = Brazo de palanca

POTENCIA AL FRENO

$$P_f = Tq \times \omega = \frac{Tq \times 2\pi N}{60} \text{ [Kw]}$$

Donde:

Tq = Torque

ω = Velocidad angular

N = Revoluciones por minuto

PRESIÓN MEDIA EFECTIVA

$$PMEF = \frac{P_f}{VD} = \frac{P_f}{\frac{\pi D^2 \times S \times i \times N}{4 \times 60 K_1}} \quad [\frac{KN}{m^2}]$$

Donde:

Pf = Potencia al freno

VD = Consumo volumétrico de aire teórico

D = Diámetro del cilindro

S = Carrera del pistón

i = Número de cilindros

N = Revoluciones por minuto

K₁ = Constante del dinamómetro para motores de 4 tiempos

CONSUMO MÁSSICO DE AIRE

$$m_a = \frac{\pi \varnothing^2 \times c \times \sqrt{\frac{2 \times c_1 \times h_0 \times P_0}{Ra \times Ta}}}{4} \quad [\frac{Kg}{h}]$$

Donde:

∅ = Diámetro de la placa orificio

c = Coeficiente de descarga

c₁ = Constante de transformación referida al fluido del manómetro

h₀ = Altura del manómetro

P₀ = Presión atmosférica

Ra = Coeficiente residual de gases

Ta = Temperatura ambiente

CONSUMO MÁSIKO DE COMBUSTIBLE

$$mc = Vc \times dg = \frac{Vp}{t} \times dg \left[\frac{Kg}{h} \right]$$

Donde:

Vc = Volumen de combustible

dg = Densidad de la gasolina

Vp = Volumen de prueba

t = tiempo

RELACIÓN AIRE – COMBUSTIBLE

$$A/C = \frac{ma}{mc}$$

Donde:

ma = Consumo másiko de aire

mc = Consumo másiko de combustible

CONSUMO ESPECÍFICO DE COMBUSTIBLE

$$CEC = \frac{mc}{Pf} \left[\frac{Kg}{Kw-h} \right]$$

Donde:

mc = Consumo másiko de combustible

Pf = Potencia al freno

RENDIMIENTO TÉRMICO

$$\eta_t = \frac{P_f}{m_c \times Q_{\text{neto}}} \quad [\%]$$

Donde:

Pf = Potencia al freno

mc = Consumo másico de combustible

Q_{neto} = Poder calorífico del combustible

RENDIMIENTO VOLUMÉTRICO

$$\eta_v = \frac{m_a}{V_D \times d_a} \quad [\%]$$

Donde:

ma = Consumo másico de aire

VD = Consumo volumétrico de aire teórico

da = Densidad del aire

FÓRMULAS GENERALES

Las fórmulas citadas a continuación, se utilizan para la matemática del motor, en las mismas se detalla las unidades y variables de cada una.

CILINDRADA UNITARIA

$$C_u = \frac{3.1416 \times D^2 \times C}{4} \quad [\text{cm}^3]$$

Donde:

D = Diámetro del cilindro en centímetros
C = Carrera del pistón en centímetros

CILINDRADA TOTAL

$$C_t = C_u \times n^{\circ} \text{ de cilindros } [\text{cm}^3]$$

Donde:

C_u = cilindrada unitaria

VELOCIDAD MEDIA DEL PISTÓN

$$V_p = \frac{C \times n}{30.000} [\text{m/s}]$$

Donde:

C = Carrera del pistón en milímetros

n = número de revoluciones máximas del motor

$$n = \frac{V_p \times 30.000}{C} [\text{RPM}]$$

RELACIÓN DE COMPRESIÓN

$$R_c = \frac{C_u + V_c}{V_c}$$

Donde:

C_u = Cilindrada unitaria

V_c = Volumen de la cámara de combustión

RECTIFICADO DEL PLANO DEL CABEZOTE

$$X = \frac{C}{Rc_1 - 1} - \frac{C}{Rc_2 - 1} \quad [\text{mm}]$$

Donde:

C = Carrera del pistón en milímetros

Rc_1 = Volumen de la cámara de combustión

Rc_2 = Avance de apertura de admisión en grados

TORQUE

$$Tq = \frac{Pe \times 716}{RPM} \quad [\text{Kg-m}]$$

Donde:

Pe = Potencia efectiva en CV

RPM = Revoluciones por minuto

POTENCIA

$$Pot. = \frac{Pm \times RPM}{716} \quad [\text{CV}]$$

Donde:

Pm = Par motor en Kg-m

RPM = Revoluciones por minuto

PERMANENCIA DE APERTURA EN ADMISIÓN

$$\text{Padm} = \text{AAA} + 180^\circ + \text{RCA} \quad [\text{grados}]$$

Donde:

AAA = Avance de apertura de admisión en grados
180° = Duración en grados de la carrera del pistón
RCA = Retardo de cierre de admisión en grados

PERMANENCIA DE APERTURA EN ESCAPE

$$\text{Pesc} = \text{AAE} + 180^\circ + \text{RCE} \quad [\text{grados}]$$

Donde:

AAE = Avance de apertura de escape en grados
180° = Duración en grados de la carrera del pistón
RCE = Retardo de cierre de escape en grados

CRUCE DE VÁLVULAS

$$\text{Cruce} = \text{AAA} + \text{RCE} \quad [\text{grados}]$$

Donde:

AAA = Avance de apertura de admisión en grados
RCE = Retardo de cierre de escape en grados

POTENCIA POR CILINDRADA

$$\text{Potencia por cilindrada} = \frac{P_f}{C_t} \text{ [Kw / Lt]}$$

Donde:

P_f = Potencia al freno

C_t = Cilindrada total

PESO POR UNIDAD DE POTENCIA

$$\text{Peso por unidad de potencia} = \frac{W_{\text{motor}}}{P_f} \text{ [Kg / Kw]}$$

Donde:

W_{motor} = Peso del motor

P_f = Potencia al freno

DIÁMETRO DEL DIFUSOR

$$D_d = Cte \sqrt{\frac{\text{RPM} \times C_u}{1000}} \text{ [cm]}$$

Para carburadores de doble cuerpo dividir el resultado por 1,41

Donde:

Cte. = Constante = 1 a 4 cilindros = 0.87

6 cilindros = 1

8 cilindros = 1.2

C_u = Cilindrada unitaria

Nota: En el valor de las RPM aplica el máximo en vacío el mismo que se multiplica por 1.25 como factor de corrección.

LONGITUD DEL TUBO PRIMARIO

$$L_p = \frac{13.000 \times P_{esc}}{RPM \times 6} \text{ [cm]}$$

Donde:

Pesc = Permanencia de apertura en escape.
RPM = Numero de revoluciones por minuto.

DIÁMETRO DEL TUBO PRIMARIO

$$D_p = 2 \times \sqrt{\frac{C_u \times 2}{L_p \times \pi}} \text{ [cm]}$$

Donde:

Cu = Cilindrada unitaria.
Lp = Longitud del tubo primario.

DIÁMETRO DEL TUBO SECUNDARIO

$$D_s = 2 \times \sqrt{\frac{C_t}{L_p \times \pi}} \text{ [cm]}$$

Donde:

Ct = Cilindrada total.

Lp = Longitud del tubo primario.

1.6.- ANÁLISIS DE LAS CURVAS CARACTERÍSTICAS DEL MOTOR

Las curvas características del motor nos permiten evaluar el comportamiento del motor en función del régimen de giro. Las más comunes para la selección de un motor son: Torque, Potencia y Consumo Especifico de Combustible.

Estas curvas son obtenidas mediante un banco de pruebas con aceleración constante y velocidad variable.

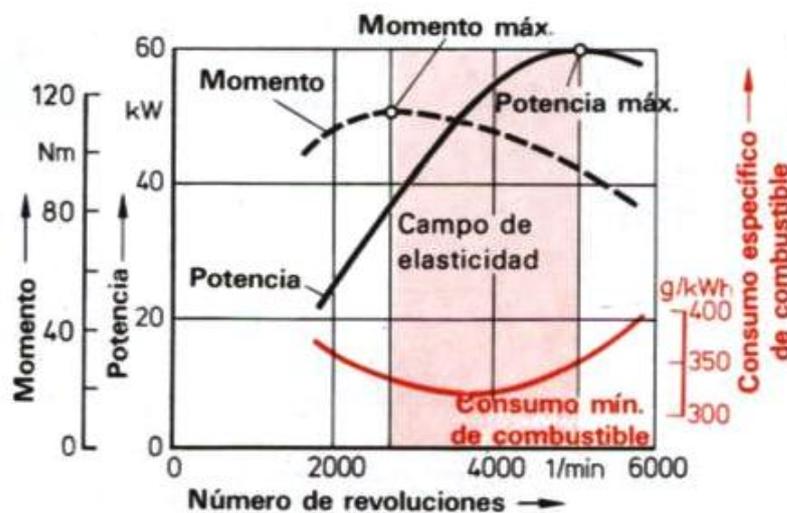


FIGURA 1.8 Curvas características del motor

FUENTE: GERSCHLER. H, Tecnología del Automóvil GTZ, Pagina 214

En el trazado de la curva podemos sacar el torque y potencia máxima, así como el consumo específico de combustible mínimo para el número de revoluciones que nos interese.

Entre el torque y potencia máxima tenemos el campo de elasticidad del motor (figura 1.8), en esta zona la potencia es compensada por medio del torque creciente, y cuando el torque comienza a decaer la potencia se compensa por medio del aumento régimen de giro.

Existe una relación de dependencia entre las curvas de Torque y Potencia, en función del régimen de giro (figura 1.9).

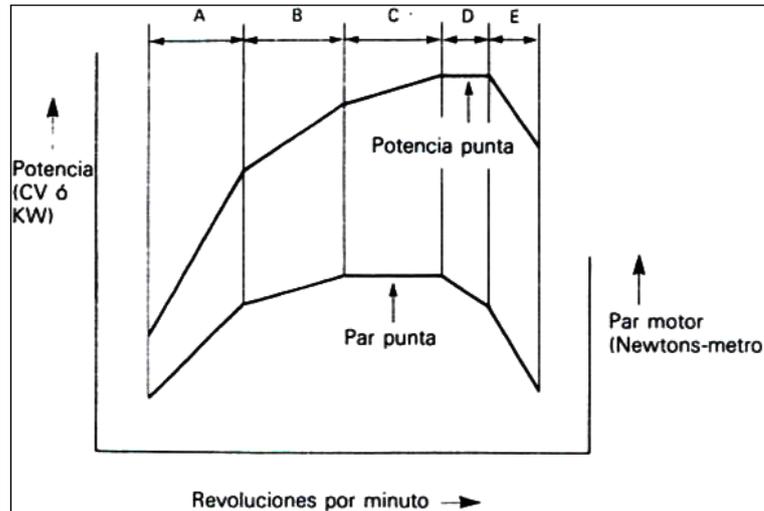


FIGURA 1.9 Relación entre Torque y Potencia

FUENTE: JOHN ROBINSON, Puesta a punto de motores de dos tiempos, Pagina 11

En la sección A y B (figura 1.9), se puede apreciar que al incrementarse la curva del torque en función del régimen de giro, la potencia aumenta cada vez más.

En la sección C, al mantenerse la curva del torque constante, la potencia aumenta de forma progresiva.

En la sección D, al caer la curva del torque suavemente, la potencia se mantiene constante ya que la pérdida de torque es suplida por el aumento del régimen de giro.

Y finalmente en la sección E, se puede observar que cuando cae la curva de torque bruscamente, la potencia también lo hará.

La caída del torque se produce porque al incrementar el régimen de giro los rozamientos aumentan y el rendimiento volumétrico disminuye.

El incremento de los rozamientos es consecuencia de la potencia de fricción. Al igualarse las pérdidas por fricción con la potencia indicada se produce el Embalamiento del motor (figura 1.10), que es la caída brusca de la potencia al freno. El embalamiento indica la velocidad crítica del motor cuando este deja de empujar.

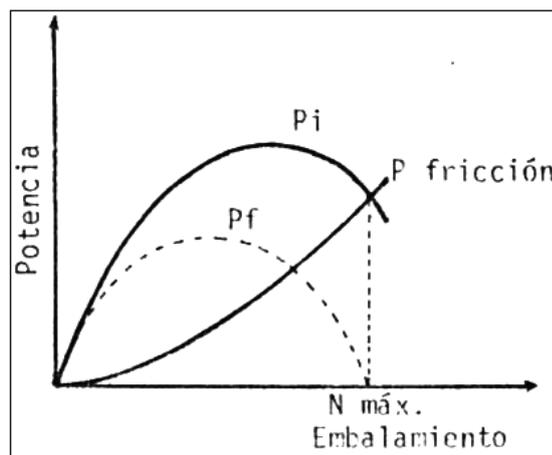


FIGURA1.10 Embalamiento del motor

FUENTE: CABRERA G, Guías del laboratorio de termodinámica, Pagina 11

Por lo tanto un motor es mas eficiente en el punto donde alcanza su torque máximo, el punto máximo se encuentra aproximadamente a 2/3 partes de la velocidad de giro, ya que bajo este punto tiene suficiente tiempo para un llenado completo de los cilindros y sobre este no. Al incrementar el rango de las revoluciones del motor nos permite estirar la curva de torque y por lo tanto tener una mejor eficiencia del motor a altas revoluciones.

Y en cuanto al consumo específico de combustible la distribución del mismo es variable entorno al régimen de giro del motor. El CEC disminuye con la velocidad, esto es debido a que en este instante el aumento de potencia por acción de las revoluciones es mayor que por el consumo específico de combustible, pero luego nuevamente el CEC aumenta al invertirse el proceso anterior.

Los motores se clasifican según la tendencia del trazado de las curvas, en motores agudos y planos.

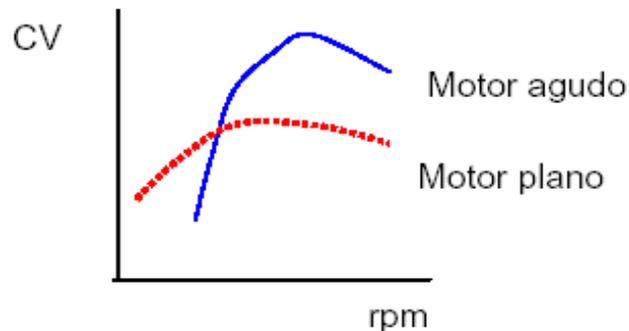


FIGURA 1.11 Motores agudos y planos

FUENTE: ALONSO PEREZ, Temática Automotriz, Pagina 37

MOTOR PLANO: Es cuando la curva se mantiene sensiblemente igual en un amplio margen de revoluciones, este tipo de motor es también conocido como motor elástico. Los motores cuadrados¹¹ y supercuadrados¹² son de este tipo.

MOTOR AGUDO: Es cuando la curva se mantiene en un margen pequeño de revoluciones.

Se puede conseguir la misma potencia con un motor agudo en el que decaiga el torque poco a poco, que con un motor plano. La diferencia de comportamiento entre ambos motores es la siguiente:

¹¹ Tipo de motor en el cual la medida de la carrera del pistón es igual al diámetro del cilindro.

¹² Tipo de motor en el cual la medida de la carrera del pistón es menor que el diámetro del cilindro.

El motor agudo será mas brusco pero a ciertos regímenes de giro empezara a perder empuje subiendo muy lentamente de revoluciones hasta que la potencia decaiga de golpe.

El motor plano en cambio subirá muy rápido de revoluciones, de forma progresiva sin tener perdidas de potencia aparentes cerca del régimen de giro máximo.

Los motores elites de altas prestaciones son una mezcla de los tipos anteriores con sus mejores características, lo que los hace motores con un torque muy alto y plano que alcanzan regímenes de giro altísimos. Son motores rápidos y elásticos a la vez.

Un motor plano tendrá un consumo especifico de combustible más regular y más bajo que un motor más agudo.

II.- FACTORES QUE INFLUYEN EN EL AUMENTO DE POTENCIA

2.1.- CILINDRADA

La cilindrada se define como la capacidad en volumen que tiene el motor, este parámetro es fundamental en la mejora del rendimiento del motor, ya que influye en el rendimiento volumétrico.

A través de la cilindrada podemos obtener la Potencia por Cilindrada, que indica la máxima potencia útil que da el motor por cada litro de cilindrada, en la siguiente tabla se observa valores comparativos entre motores serie y de competencia.

Tabla 2.1 Potencia por Cilindrada

CLASE DE MOTOR	Cv / lt
Serie	22 – 60
Competencia	75 – 150

FUENTE: GERSCHLER H, Tecnología del Automóvil GTZ tomo 2, pag 215

La potencia de un motor aumenta en relación directa con la cilindrada, ya que al mejorar la cantidad de mezcla que entra al cilindro, las explosiones son más potentes, así mismo el barrido de los gases de escape mejora.

Este parámetro depende a su vez del diámetro del cilindro y de la carrera del pistón.

2.2.- DIÁMETRO Y CARRERA

En los motores de serie el incremento de la cilindrada se obtiene aumentando el diámetro del cilindro, este proceso hace que la relación entre la carrera y el diámetro cambie (S/D), con este proceso obtenemos un motor cuadrado o supercuadrado,

Al aumentar el diámetro del cilindro podemos instalar válvulas de mayor diámetro, disminuimos el rozamiento entre el pistón – cilindro (perdidas mecánicas), y como es evidente la cantidad de mezcla aire-combustible que ingresará al cilindro será mayor, en contra partida se produce una reducción de potencia a bajas revoluciones por el menor grado de vacío en el carburador (mala pulverización debido a que la depresión producida por los cilindros esta en función de la velocidad lineal que adquiere el pistón), y un incremento de la inercia en los pistones por su mayor peso.

Por lo tanto un motor de carrera larga favorece el llenado en regímenes bajos - medios, mientras que un motor cuadrado o supercuadrado, lo hace en regímenes altos.

La razón es porque al cambiar la relación S/D, varía la velocidad lineal del pistón, la misma que esta en función de la carrera

La condicionante respecto al incremento de la cilindrada en el mundo del automovilismo de competencia, radica en no sobrepasar las normas de cada categoría.

2.3.- PRESIÓN MEDIA EFECTIVA AL FRENO

Al definir a la presión media efectiva al freno como la presión teórica constante que se ejerce durante la carrera de explosión del motor para producir una potencia igual a la del freno, nos damos cuenta de la importancia de este parámetro en el desempeño del motor, esta presión se produce por la energía disipada por la combustión de la mezcla en la cámara de combustión, la misma que se transmite a través de la corona del pistón hacia el tren alternativo, para producir la respectiva potencia y torque en el eje de salida, razón por la cual para el análisis de este parámetro se debe considerar los siguientes factores que están directamente involucrados.

2.4.- ELEVACIÓN DE LA RELACIÓN DE COMPRESIÓN

La relación de compresión nos indica el nivel de compresión al que se somete la mezcla en el interior del cilindro.

En los motores Otto la elevación de la relación de compresión mejora el rendimiento del motor (presión media efectiva indicada), y así mismo la economía del combustible. Este fenómeno se produce por la acción de la mayor presión de la combustión, que hace que los gases quemados se expandan hasta un volumen mayor, y empujen al pistón durante un recorrido más largo, produciendo un mayor trabajo en el tiempo de explosión.

Entre otras ventajas tenemos; mejor evacuación de los gases de escape, una completa gasificación de la mezcla y menos pérdidas de calor en la cámara de combustión.

En contrapartida se produce un incremento de la temperatura, con lo cual empiezan las limitaciones por la elevación de la relación de compresión, ya que dependiendo del tipo de combustible que se utilice (índice de octanaje), se producen los fenómenos de preencendido y detonación, que no son más que combustiones anormales que disminuyen el rendimiento del motor y su vida útil.

PREENCENDIDO: Es un encendido superficial de la mezcla que se produce por puntos calientes en la cámara de combustión.

DETONACIÓN: Es una explosión repentina (ondas de choque) de la última parte de la mezcla no quemada por autoencendido de la misma.

Este tipo de fenómenos perjudican al motor al someter al cigüeñal a fuertes cargas térmicas y mecánicas, lo que se produce una disminución del rendimiento y fiabilidad.

Para la prevención de la detonación se utilizan combustibles de alto índice de octanaje, se mejora la turbulencia de la mezcla, se corrige el ángulo de adelanto al encendido, se selecciona bujías de grado térmico frío, etc.

En la siguiente tabla se observa valores comparativos entre motores Otto serie y de competencia.

Tabla 2.2 Relación de Compresión	
CLASE DE MOTOR	Rc
Serie	9:1 – 11:1
Competencia	12:1 – 17.1 (Dragsters)

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

En la siguiente curva se observa la mejora del rendimiento de la combustión (η_c) al variar la relación de compresión (Rc).

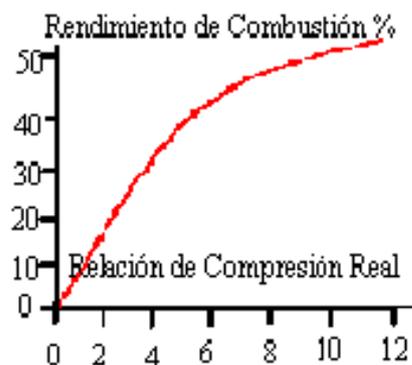


FIGURA 2.1 Rendimiento de la Combustión

FUENTE: www.galeon.com/motormecanica/page2

El incremento de la relación de compresión se lo lleva a cabo por medio del aumento de la cilindrada del motor y/o la reducción del volumen de la cámara de combustión.

Nota: Los motores de menor cilindrada admiten mayores relaciones de compresión, ya que los motores de mayor cilindrada son más propensos a la detonación.

La probabilidad de que se presente el fenómeno de la detonación, es mayor conforme la relación A / C a la que está trabajando el motor se aproxima al valor

estequiométrico (14,7:1), Dicha probabilidad disminuye conforme se enriquece o empobrece la mezcla y por consiguiente, el octanaje requerido para el combustible varía en igual forma lo cual puede observarse en la figura.

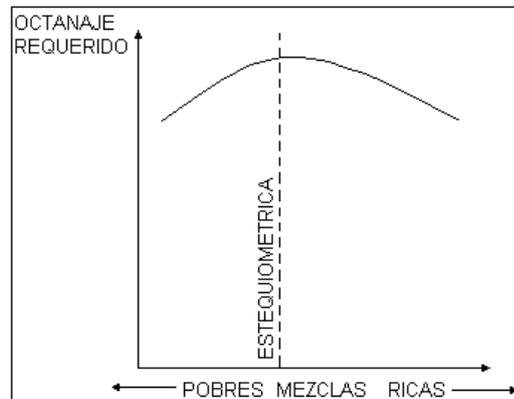


FIGURA 2.2 Exigencias del índice de octanaje

FUENTE: CABRERA G, Guías del laboratorio de termodinámica

2.5.- AUMENTO DEL GRADO DE ADMISIÓN

El grado de admisión es la cantidad de mezcla que es aspirada por el pistón en el cilindro, este parámetro influye directamente en el rendimiento volumétrico del motor, el mismo que esta en función de la velocidad media del pistón, de la sección de los conductos de admisión, y del tamaño de las válvulas.

Cuando se incrementa la velocidad de rotación del motor el tiempo de apertura de la válvula de admisión es menor, lo que hace que el llenado del cilindro sea insuficiente, esto produce una disminución del rendimiento del motor a partir de un determinado régimen, con lo cual se condiciona la potencia del motor.

La respiración del motor se mejora instalando válvulas de admisión más grandes, eje de levas trucados, conductos de aspiración más cortos y de mayor sección con menos sinuosidades.

En los sistemas de sobrealimentación e intercooler el mejoramiento del rendimiento volumétrico es más notable.

Otros factores influyentes son la temperatura de funcionamiento del motor y la del ambiente, el incremento de estas parámetros disminuyen la cantidad de carga fresca que ingresa al cilindro, esto se debe a la dilatación de la carga fresca por el aumento de la temperatura.

2.6.- EVACUACIÓN DE LOS GASES DE ESCAPE

Una evacuación rápida de los gases de escape beneficia considerablemente al rendimiento volumétrico, ya que la carga fresca de mezcla no encuentra restricción por acumulación de los gases quemados.

Al estar condicionada la potencia por la disminución del tiempo de apertura de las válvulas a altas revoluciones, se procede a utilizar medios como headers, conductos de mayor diámetro y ejes de levas trucados, para mejorar el flujo de salida de los gases de escape.

Con el header se optimiza la salida de gases para cada cilindro y se elimina la pérdida de carga fresca en el traslape al crearse un contra flujo del gas que soporta en ese instante la pérdida.

El mayor inconveniente es el aumento de las ondas sonoras y las emisiones contaminantes, ya que un sistema de este tipo precisa la suspensión del silenciador.

2.7.- ELABORACIÓN DE LA MEZCLA CARBURADA

Para mejorar el rendimiento del motor es necesario optimizar la mezcla aire/gasolina que ingresa a los cilindros, los motores serie están restringidos por cuestiones ambientales (emisiones contaminantes) y de economía de combustible, lo cual en competición no nos interesa.

La mezcla debe estar en condiciones de presión, temperatura, estequiometría y miscibilidad adecuadas para obtener el mayor provecho de la misma. Para esto

se recurre a la selección de carburadores independientes de altas prestaciones o sistemas de inyección programables, con estos sistemas garantizamos la distribución uniforme de mezcla en cada cilindro obteniendo así un mejor desempeño del motor.

La concentración de la mezcla es una de las variables de operación más importante, ya que la variación afecta al comportamiento de la potencia, economía de combustible, contaminación, y estabilidad de operación

Teóricamente las mejores condiciones de funcionamiento de un motor se consiguen con la relación A / C estequiométrica, que es 14.7 / 1, pero en la práctica la potencia de salida máxima se obtiene con mezclas ligeramente ricas, mientras que la economía de combustible y la eficiencia térmica son máximas con mezclas relativamente pobres lo cual se ilustra en la figura.

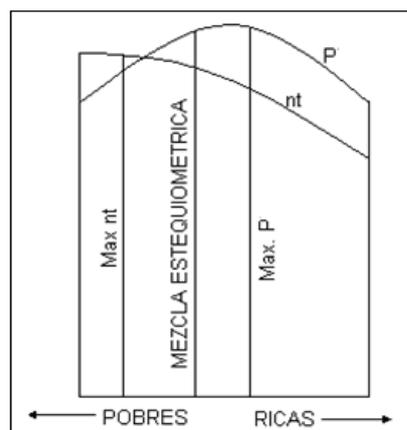


FIGURA 2.3 Concentración de mezcla

FUENTE: CABRERA G, Guías del laboratorio de termodinámica

En cuanto al flujo de calor a través de las paredes del cilindro, se alcanza su máxima intensidad, cuando la concentración de mezcla es la correcta y disminuye conforme se haga más rica o más pobre.

2.8.- MEJORAS EN EL SISTEMA DE ENCENDIDO

Después de que la mezcla entra en el cilindro hay que quemarla, en este punto es donde entra el sistema de encendido con el distribuidor, bobina, cables y bujías. El objetivo es la quema completa de la mezcla para obtener así una mejora en el rendimiento del motor, el consumo de combustible y en las emisiones contaminantes.

Al tener distribuidores con sistemas que detectan el disparo por sistemas magnéticos, se garantiza la eficiencia del salto de la chispa.

En cuanto a las bobinas hoy en día tenemos las de alto rendimiento que llegan a tener un voltaje de 45000 voltios, rango muy superior a una de serie que llega a los 30000 voltios como máximo, este efecto permite una chispa más larga en la bujía que favorece al encendido de la mezcla, ya que el aire tiene una elevada resistencia al flujo de corriente. Además este tipo de bobinas mejora su desempeño a altas revoluciones, ya que se recuperan más rápido después de cada disparo y ofrecen más chispas por minuto.

Con respecto a los cables de bujías, se instala unos de mayor diámetro lo que permite suministrar un mayor flujo de corriente, además estos presentan mayor resistencia a la temperatura y aislamiento a la alta tensión.

La selección de bujías de varios números de electrodos y diferentes materiales como la plata, iridio o platino son una buena opción para mejorar la conducción de la corriente, la desventaja en la utilización de este tipo de bujías esta en la fiabilidad de las mismas, ya que estas poseen una resistencia eléctrica interna que evita las interferencias de audio a manera de supresor, la misma que al romperse la deja deshabilitada. Otro punto muy importante es el grado térmico de la bujía el mismo que tiene que ser seleccionado de acuerdo a las condiciones de funcionamiento del motor.

Existen también sistemas de encendido multichispas, limitadores de revoluciones, y retardadores de encendido, que benefician el rendimiento a altas revoluciones.

El ángulo de avance al encendido es uno de los factores más importantes en el desempeño de un motor, ya que expresa el salto de la chispa eléctrica en grados de rotación del cigüeñal antes del PMS. Al incrementar este ángulo, el encendido del motor está siendo adelantado, caso contrario se dice que está siendo retardado.

El avance óptimo es aquel que permite que la combustión cese justo después del PMS, de manera que la máxima presión posible se obtenga al iniciarse la carrera de expansión. Esto se representarse en la figura 2.4, en donde se observa el comportamiento de la presión para los diferentes casos.

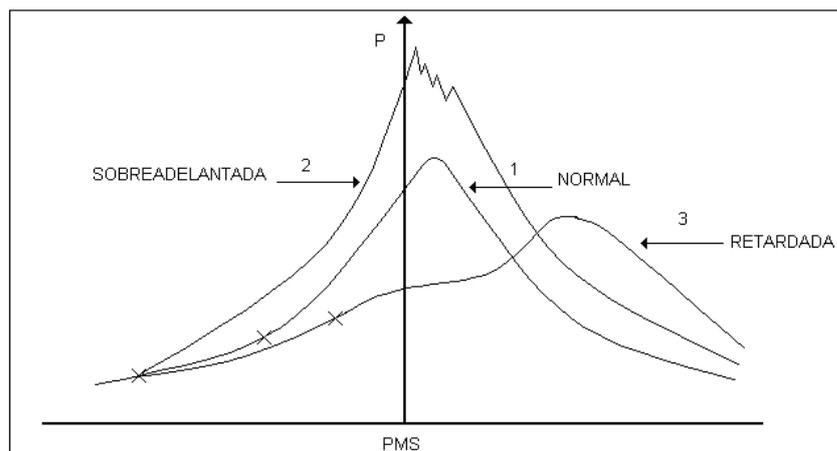


FIGURA 2.4 Variación del Angulo de Encendido

FUENTE: CABRERA G, Guías del laboratorio de termodinámica

Al establecer un ángulo del encendido incorrecto produce un sobrecalentamiento del motor y el típico cascabeleo, los mismos que perjudican el desempeño del motor.

2.9.- RÉGIMEN DE GIRO

Al ser un motor de combustión interna una máquina que posee cuerpos rígidos, agrupados y conectados de tal forma que tienen movimientos determinados entre

sí, se debe considerar que hay que vencer la resistencia de la inercia¹³ de los elementos, para lo cual se debe tener muy en cuenta que el sistema se encuentre en equilibrio evitando así vibraciones perjudiciales, las mismas que se agudizan al aumentar las RPM, esto es debido a los desfases en sus partes móviles. Al llegar estas vibraciones a su punto crítico, se superponen cargas peligrosas en los elementos, ocasionando roturas por fatiga.

Los motores BLUEPRINT son perfectamente equilibrados y su funcionamiento es armónico, ya que sus elementos están bien balanceados.

2.10.- ALIGERADO DE MASAS

El proceso de aligerado se lo realiza en el tren alternativo, incluyendo la polea del cigüeñal y el volante de inercia, esto permite reducir la inercia de cada elemento lo que permite mejorar la respuesta en la aceleración.

En las bielas, pistones, rines, cojinetes se realiza trabajos de reducción de peso los mismos que se centran en el pulido, reducción del material e igualación de peso. En cambio en el cigüeñal, volante y polea se repiten los procesos anteriormente descritos más un balanceo estático y dinámico.

La desventaja de este procedimiento es la reducción de la resistencia mecánica de los elementos.

En formula 1 se esta utilizando en la actualidad materiales cerámicos para la construcción de estos elementos, los mismos que son hasta un 70% más ligeros que el hierro de fundición o el acero, y además de su ligereza se destacan propiedades como dureza - rigidez, alto punto de fusión, menor rozamiento y mejora en el rendimiento térmico al ser aislantes térmicos.

¹³ Característica que tiene un cuerpo a conservar su estado original, si esta en reposo se resiste a cualquier intento de ponerlo en movimiento y al estar en movimiento se opone a cualquier cambio de dirección, aceleración o paro.

III.- PRUEBA DEL MOTOR EN CONDICIONES INICIALES (ETAPA 1)

3.1.- ESPECIFICACIONES DEL MOTOR

TABLA 3.1 DESCRIPCIÓN DEL MOTOR G10

TIPO	SOHC 3 cilindros en línea/ cuatro tiempos/
MATERIAL	Aluminio bloque/cabezote/admisión
PESO	60.1 Kg (134.5 lbs) / completamente armado
CILINDRADA	993 cc (61 in.cu)
DIAMETRO x CARRERA	74 x 77 (mm) / 2.91 x 3.03 (in)
RELACION DE COMPRESION	9.5:1
POTENCIA	48 Hp @ 5100 rpm
TORQUE	57 lbs-ft @ 3200 rpm
CARBURADOR	AISAN descendente, doble cuerpo
ALIMENTACION DE COMBUSTIBLE	Bomba mecánica
CAPACIDAD DE COMBUSTIBLE	8.3 galones
TIPO DE COMBUSTIBLE	Gasolina extra 82 Octanos
SISTEMA DE ESCAPE	Simple
SISTEMA DE ENCENDIDO	Electrónico
BUJIAS	NGK BPR6ES
ORDEN DE ENCENDIDO	1-3-2
SISTEMA DE REFRIGERACIÓN	Circulación forzada de agua por bomba
CAPACIDAD REFRIGERANTE	4.1 litros
SISTEMA DE LIBRICACION	Bomba de rotor
CAPACIDAD DE LUBRICANTE	3.5 litros
LUBRICANTE	10W40
PRESION DE ACEITE	42-54 psi @ 3000 rpm
ALTERNADOR	55 amp
BATERIA	400 cca
CAMPO DE REVOLUCIONES	800 – 5700 rpm

FUENTE: HAYNES, Automotive Repair Manual Chevrolet Sprint & Geo Metro
 Los valores de potencia y torque dados en la tabla son los dados por el fabricante en condiciones ideales y a nivel del mar. Para nuestro análisis se debe considerar las pérdidas por altura, esto es por cada 1000 metros sobre el nivel del mar se debe restar un 10%, con lo que tenemos una potencia de 34.75 Hp @ 5100 RPM y un torque de 41.26 lbs-ft @ 3200 RPM a una altura de 2760 mts (ESPE matriz).

3.2.- CÁLCULO DE PARÁMETROS TERMODINÁMICOS

El cálculo matemático, con el cual se puede obtener los datos fundamentales para el trazado de las respectivas curvas, están basados en las formulas específicas de la sección 1.2 de Parámetros Termodinámicos. Los datos anteriormente mencionados están en función de constantes predeterminadas y valores obtenidos directamente del banco de pruebas.

El procedimiento requiere de una hoja de cálculo, con la ayuda de la cual se obtienen los datos y curvas respectivas. Con respecto a las graficas de las curvas es necesario utilizar la opción Agregar línea de tendencia, esta opción nos permite conocer cual va ha ser la tendencia de la curva, lo cual es substancial para el análisis de los resultados. Al mismo tiempo corregimos las graficas de las curvas reales tipo serrucho.

En la tabla 6 se presentan los datos recogidos directamente del Dinamómetro, estos son valores primarios los mismos que se aplican directamente en las fórmulas.

TABLA 3.2 DATOS PRIMARIOS (ETAPA 1)

RPM	TORQUE (N-m)	TIEMPO CONSUMO VOLUMEN DE PRUEBA (seg)	h0 (mmH2o)	TEMPERATURA REFRIGERACION		°T ESCAPE (°C)
				ENTRADA (°C)	SALIDA (°C)	
1200	39	44	2	25	80	420
1500	45	31	2.5	25	84	460
1800	47	28	3.5	26	82	520
2100	47	31	6.5	32	76	600
2400	46	32	5.5	40	92	660
2700	47	28	6.5	44	74	660
3000	45	25	7.5	58	78	660
3300	44	24	9	64	80	700
3600	44	22	10.5	72	86	700
3900	44	19	13	74	90	680
4200	43	17	15	78	90	700
4500	41	16	16	62	80	700
5000	38	13	19	92	60	680

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

Seguidamente tenemos la tabla 7 donde se presentan los datos resultantes.

TABLA 3.3 DATOS RESULTANTES (ETAPA 1)

RPM	Pf (W)	Pf (hP)	PMEF (KN/m ²)	ma (Kgr/h)	mc (Kgr/h)
1200	4900,88454	6,569550321	493297,7906	15,5294092	3,033818182
1500	7068,58347	9,475312963	569189,7584	17,36240731	4,306064516
1800	8859,29128	11,87572558	594487,081	20,54347738	4,767428571
2100	10335,8398	13,85501318	594487,081	27,99604058	4,306064516
2400	11561,061	15,49740076	581838,4197	25,75261177	4,1715
2700	13288,9369	17,81358837	594487,081	27,99604058	4,767428571
3000	14137,1669	18,95062593	569189,7584	30,07257161	5,33952
3300	15205,3084	20,382451	556541,0971	32,94285167	5,562
3600	16587,6092	22,23540109	556541,0971	35,58234659	6,067636364
3900	17969,91	24,08835118	556541,0971	39,59238028	7,025684211
4200	18912,3878	25,35172624	543892,4358	42,52903863	7,852235294
4500	19320,7948	25,89918877	518595,1132	43,92380222	8,343
5000	19896,7535	26,6712513	480649,1293	47,86485378	10,26830769

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

DATOS RESULTANTES (continuación)

RPM	η_t (%)	η_v (%)	CEC (Kg/KW-h)	VD (m ³ /seg)	A/C
1200	8,4610083183	49,34060385	0,619034821	0,009934941	10,11266877
1500	8,5978340647	44,1315777	0,609183514	0,012418676	7,965807484
1800	9,7331179606	43,51432244	0,538127534	0,014902412	8,513147568
2100	12,5719440324	50,82859347	0,416614865	0,017386147	12,84447862
2400	14,5158557629	40,91106747	0,360823285	0,019869882	12,19633743
2700	14,5996769409	39,53335047	0,358751689	0,022353618	11,60146456
3000	13,8674742979	38,2190674	0,377693779	0,024837353	11,12676071
3300	14,3186294618	38,06080971	0,365793303	0,027321088	11,70120544
3600	14,3186294618	37,68450866	0,365793303	0,029804824	11,58551752
3900	13,3965965040	38,70595413	0,39096936	0,032288559	11,1332865
4200	12,6150872858	38,60708818	0,415190054	0,034772294	10,70021882
4500	12,1294175193	37,21501394	0,431814533	0,037256029	10,40107151
5000	10,1489367454	36,49870911	0,516079556	0,041395588	9,20912273

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

Es necesario en cada toma de datos establecer las condiciones en las que se realizo la prueba, en este caso son las siguientes:

TABLA 3.4 CONDICIONES DE LA PRUEBA (ETAPA 1)

ACELERACIÓN	100%
-------------	------

VELOCIDAD	VARIABLE
VOLUMEN DE PRUEBA	50 cm ³
CAJA DE AIRE (BANCO)	INSTALADA
TEMPERATURA AMBIENTE	24°C
TIPO DE COMBUSTIBLE	GASOLINA SUPER CORRIENTE
CABEZOTE	RELACIÓN DE COMPRESIÓN: 9.5 :1
BLOQUE (3/4)	DIÁMETRO CILINDRO: 74.50 mm (+0.50 mm)
SIST. ESCAPE	ESTANDAR
TIPO DE CARBURADOR	ESTANDAR (AISIN)
SHYGLOR BAJAS	100
SHYGLOR ALTAS	120
BUJÍAS	NGK BKR5E
CALIBRACION BUJÍAS	0.7 mm
CABLES DE BUJÍAS	STD
TIPO DE BOBINA	ESTANDAR (BOSCH 28.000 v)
CALIBRACION VÁLVULA DE ADMISIÓN	0.25 mm (0.010")
CALIBRACION VÁLVULA DE ESCAPE	0.30 mm (0.012")
COMPRESIÓN CILINDROS (1/2/3) PSI	135/125/125
ÁNGULO DE AVANCE AL ENCENDIDO	8 GRADOS
TIPO DE ALIMENTACIÓN DE COMBUSTIBLE	POR GRAVEDAD
EMPAQUE CABEZOTE	ESTANDAR 230 / 0.216"
VOLUMEN CÁMARA DE COMBUSTIÓN	39.4 cc
EJE DE LEVAS	ESTANDAR
CILINDRADA TOTAL	1007 cc

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

Nota: Las pruebas del motor se han clasificado en etapas, las mismas que dependen del grado de trucaje del motor, la ETAPA 1 corresponde al motor de serie en condiciones iniciales sin ningún tipo de modificación.

3.3.- CURVAS DE DESEMPEÑO DEL MOTOR DE SERIE (ETAPA 1)

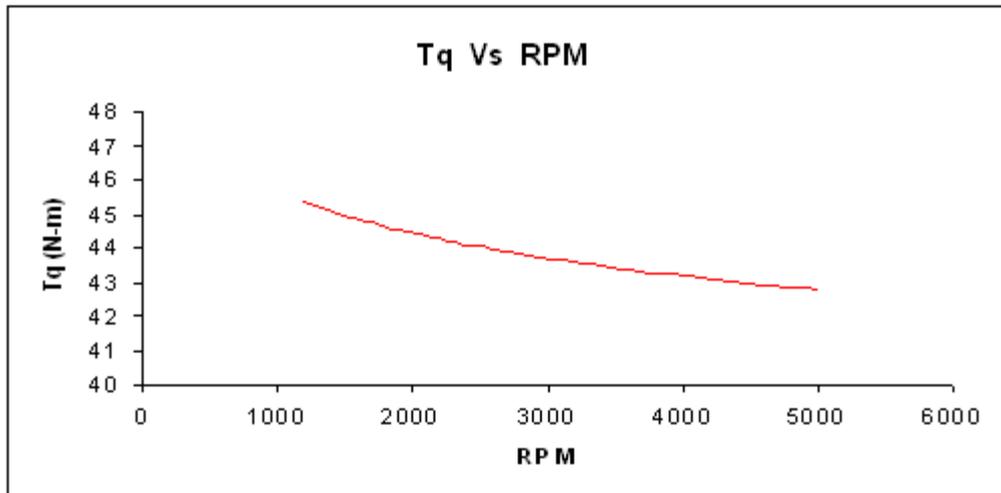


FIGURA 3.1 TORQUE (ETAPA 1)

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

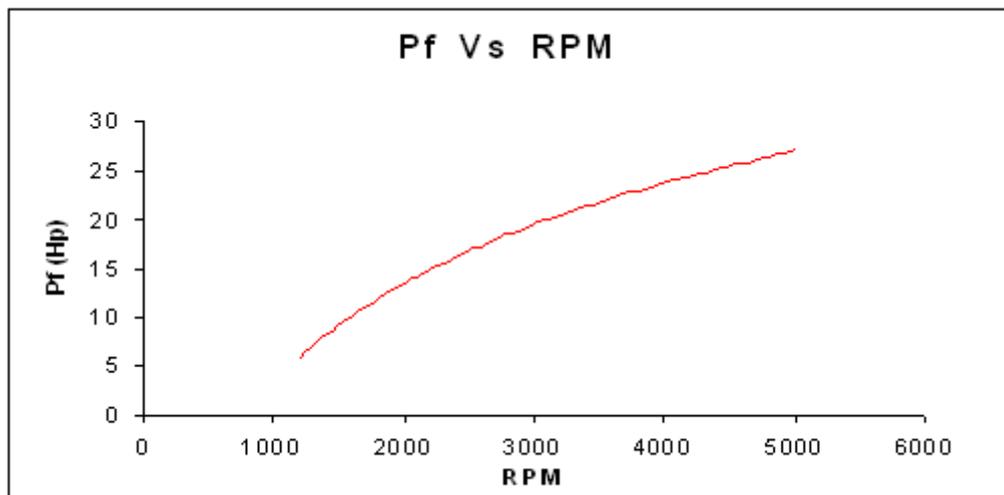


FIGURA 3.2 POTENCIA AL FRENO (ETAPA 1)

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

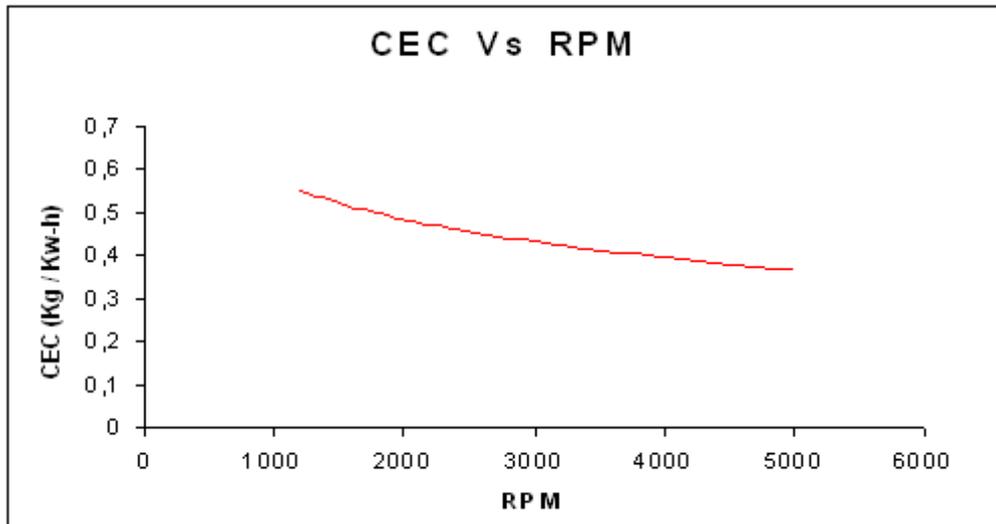


FIGURA 3.3 CONSUMO ESPECÍFICO DE COMBUSTIBLE (ETAPA 1)

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

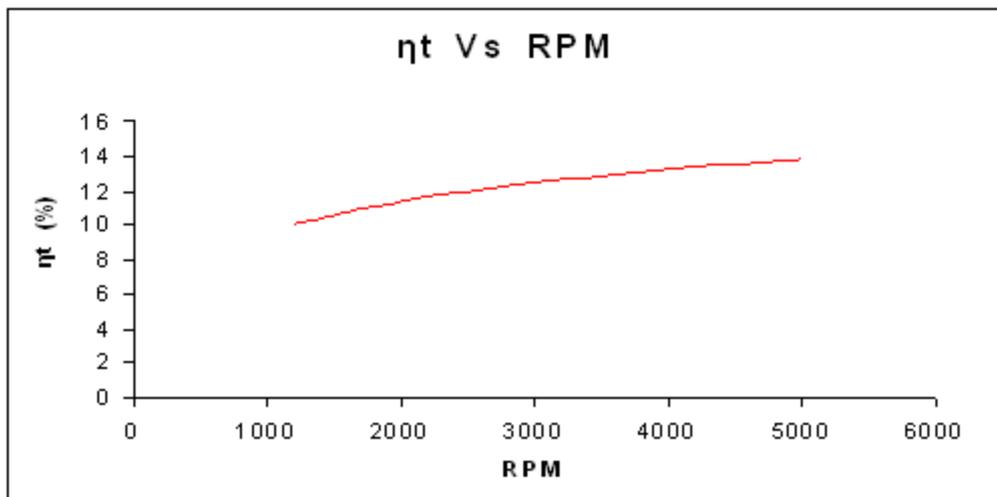


FIGURA 3.4 RENDIMIENTO TÉRMICO (ETAPA 1)

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

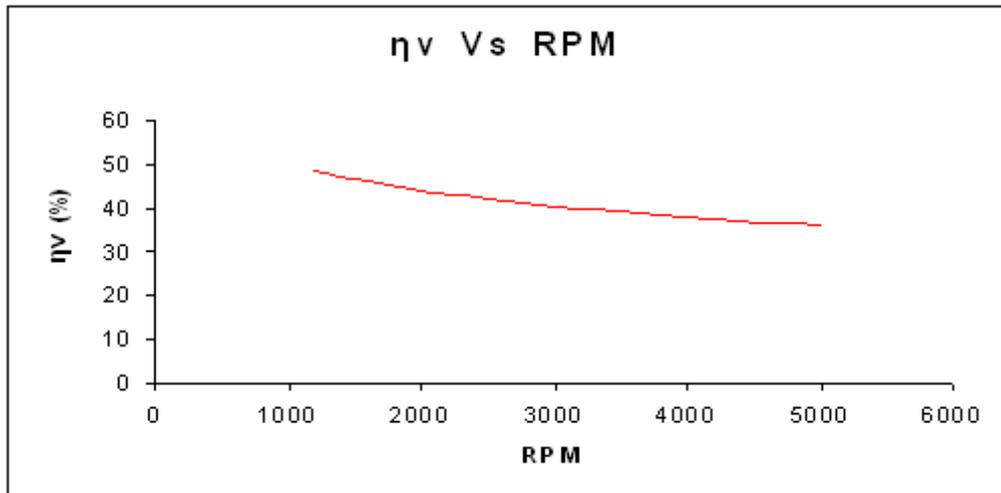


FIGURA 3.5. RENDIMIENTO VOLUMÉTRICO (ETAPA 1)

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

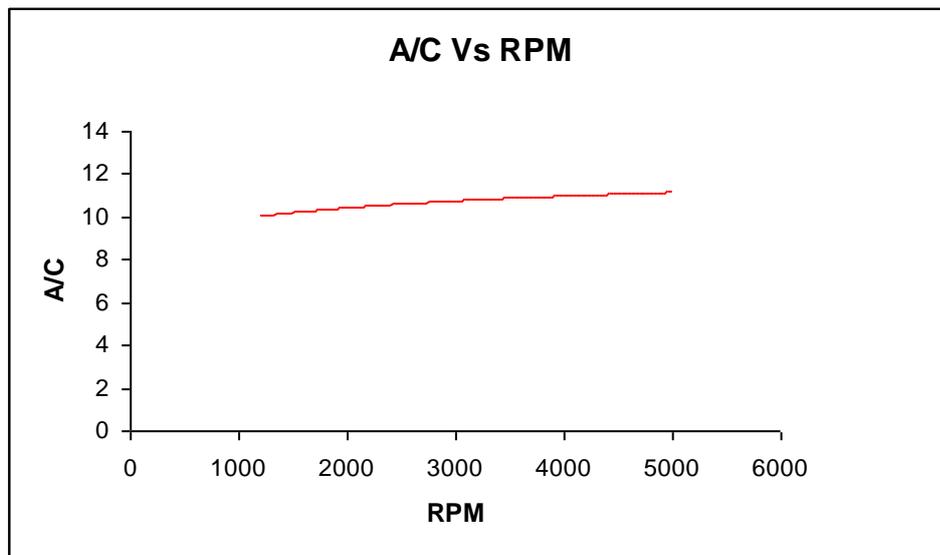


FIGURA 3.6. RELACIÓN AIRE / COMBUSTIBLE (ETAPA 1)

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

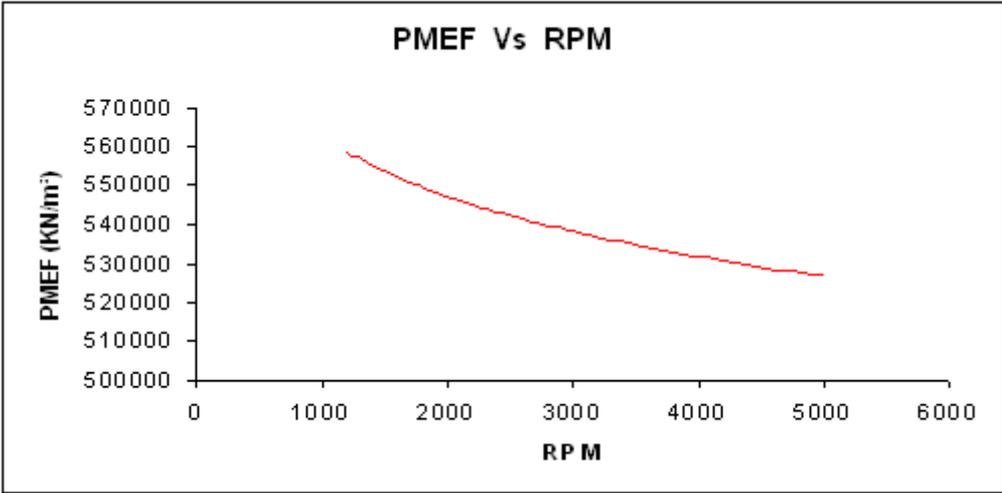


FIGURA 3.7 PRESIÓN MEDIA EFECTIVA (ETAPA 1)

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

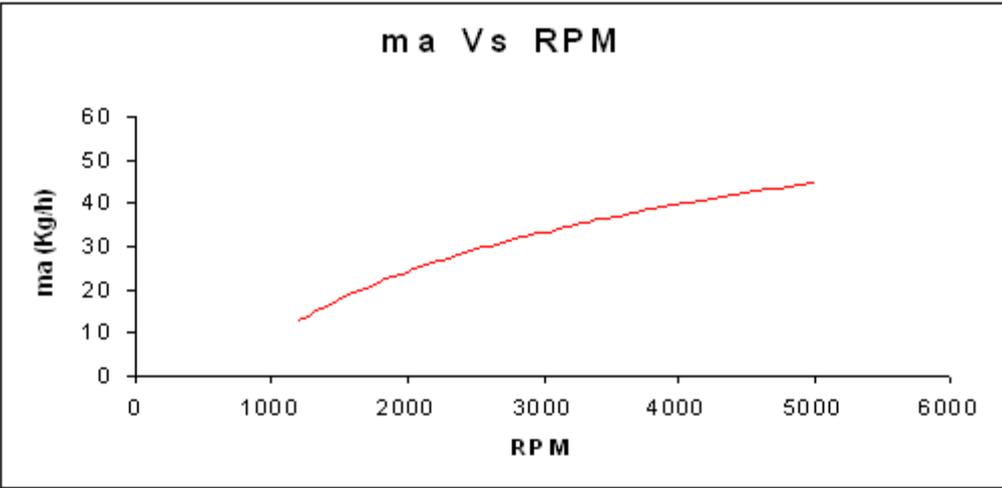


FIGURA 3.8 CONSUMO MÁSICO DE AIRE (ETAPA 1)

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

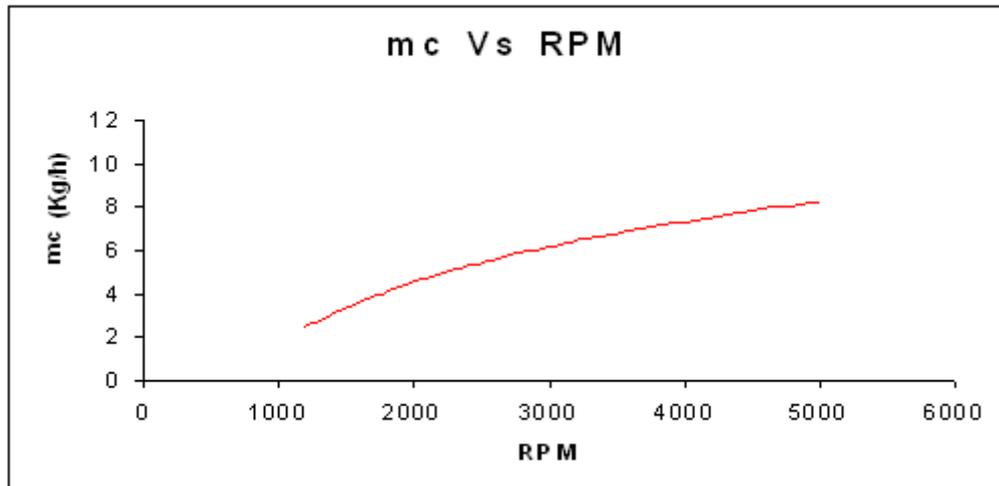


FIGURA 3.9 CONSUMO MÁSIKO DE COMBUSTIBLE (ETAPA 1)

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

3.4.- ANÁLISIS DEL MOTOR DE SERIE (ETAPA 1) EN BASE A LAS CURVAS Y DATOS OBTENIDOS EN EL BANCO DE PRUEBAS

Es común la utilización de las curvas de Torque, Potencia y consumo de combustible para la selección de un motor, por lo cuál vamos hacer énfasis en el análisis de las mismas.

Torque: Tenemos una curva plana con valores altos a bajas revoluciones, los mismos que van cayendo ligeramente al incrementarse el régimen de giro. El torque máximo es de 47 N-m a 2700 RPM.

Potencia: La tendencia indica un incremento progresivo sin pérdidas aparentes, con lo que tenemos un motor elástico, con una potencia máxima de 26.6 Hp a 5000 RPM.

Consumo Específico de Combustible: Nos encontramos con una reducción progresiva al incrementar el régimen de giro, con un valor máximo de 0.61 Kg / KW – h a 1200 RPM.

Nota: En el anexo 3 se observa el conjunto dinamómetro - motor, utilizado en las respectivas pruebas.

IV.- TRUCAJE DEL MOTOR 3/4

4.1.- BLOQUE DE CILINDROS

El bloque del Motor G10 esta construido de una “aleación ligera de aluminio (G-AISi10Mg)”¹⁴, razón por la cuál tiene la ventaja de una buena conductividad térmica y al mismo tiempo es ligero en su peso.

La configuración del bloque de cilindros es en línea, lo que hace que el motor sea muy equilibrado.



FIGURA 4.1 Bloque de Cilindros (Motor G10)

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

Los trabajos de modificación en este bloque, se limitan al aumento de cilindrada, refrigeración del lubricante, rehabilitación y renovación de elementos.

4.1.1- RECTIFICACIONES Y SOBREMEDIDAS

RECTIFICACIONES

En el bloque de cilindros los trabajos de rectificación se lo realiza en los cilindros, los mismos que están conformados por camisas secas de “fundición de Acero Nitrurado 34 CrAlNi”¹⁵. En el proceso interviene la Rectificadora vertical de cilindros con la cual se mecaniza el cilindro para eliminar la conicidad y el ovalamiento, y así obtener la medida inmediatamente superior de rectificado dependiendo del desgaste.

NOTA: La tolerancia máxima permisible antes del rectificado en los motores a gasolina de cuatro tiempos es de 0.005” (0.13 mm), si la diferencia entre el

¹⁴ ERAZO-MENA, Reparación Técnica de Motores de Combustión Interna, Pagina 60.

¹⁵ ERAZO-MENA, Reparación Técnica de Motores de Combustión Interna, Pagina 61.

diámetro del cilindro existente y el estándar esta dentro de este valor se puede proceder con el enrinado del motor.

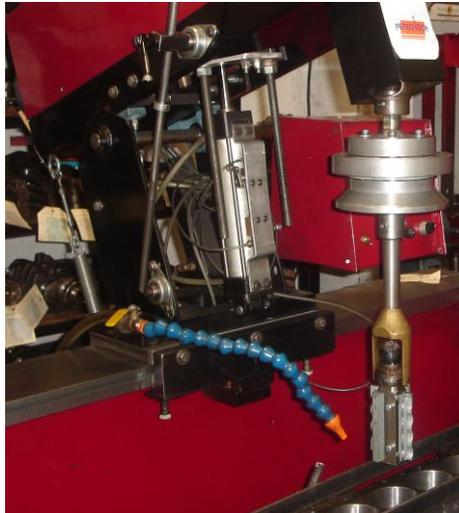


FIGURA 4.2 Rectificadora de Cilindros

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

En nuestro motor se rectifico al valor máximo recomendado por el fabricante es decir + 0.040" (1mm), por lo que el nuevo diámetro del cilindro es 75 mm, con lo que nuestra cilindrada es de 1021 cm³. Esta restricción en el aumento de la cilindrada nos garantiza la fiabilidad del motor en competencia.

En la tabla siguiente se proporcionan los valores de rectificación dados por el fabricante, los mismos que son los más frecuentes.

TABLA 4.1 RECTIFICACIONES DE SERIE	
PULGADAS	MILIMETROS
0.010	0.25
0.020	0.50
0.030	0.75
0.040	1.00

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

Un factor muy importante a tomar en cuenta es que al incrementar la Cilindrada la Relación de Compresión aumenta proporcionalmente, esta información es trascendental cuando se va a cepillar el cabezote.

SOBREMEDIDAS

Al hablar de sobre medidas se relaciona con las medidas máximas a las que se puede rectificar sin perjudicar la resistencia mecánica y térmica del cilindro. Esta modificación implica la adaptación pistones ya sea exclusivos de competencia (forjados) o de un motor de mayor cilindrada, ya que los originales de serie están limitados a + 0.040" (1mm). El incremento del diámetro del cilindro influye en la pérdida de fiabilidad del motor, en la práctica se ha demostrado que para Competencias de Rally se obtiene buenos resultados en el rango entre STD a + 0.040" (1 mm) y en Competencias de Pista entre + 0.040" (1mm) a + 0.120" (3 mm) con este último valor tenemos un diámetro de cilindro de 77 mm lo que convierte al Motor en Cuadrado. Con estas modificaciones obtenemos un incremento de una cilindrada de 993 cm³ (estándar) a 1076 cm³ (motor cuadrado). En la tabla siguiente se proporcionan los valores de sobre medidas en cuanto a la rectificación de motores exclusivos de competición.

TABLA 4.2 RECTIFICACIONES SOBREMEDIDA

PULGADAS	MILIMETROS
0.050	1.25
0.060	1.50
0.120	3.00
0.200	5.00

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

En el caso de que se elija el trucado con los límites más altos de sobre medidas se corre el riesgo de alterar excesivamente el espesor y/o calidad de la pared del cilindro, lo que provocaría un recalentamiento del motor.

El método más común para incrementar la fiabilidad es el de cambiar las camisas, el proceso consiste en ajustar los pistones sobre medida a la nuevas camisas, la precaución a tomar es que los cilindros queden a escuadra con respecto al bloque.

La selección del diámetro a rectificar dependerá del grado de preparación que se requiera para determinada competencia, en el cual se debe hacer un análisis profundo de las características del circuito.

El último punto relacionado con la rectificación es el Bruñido¹⁶ del cilindro, el mismo que es de 0.002" (0.05 mm) de penetración y se encarga de la retención

¹⁶ Rayado cruzado en la pared del cilindro.

del aceite en las paredes del cilindro. El ángulo del Bruñido influye directamente en la efectividad de la lubricación del cilindro.

En nuestro cilindro se empleo un ángulo de 60° (usual en motores serie) ya que el rectificado del cilindro fue a + 0.040" (1 mm), esta opción se recomienda cuando se trabaja con los límites establecidos por el fabricante. En los motores exclusivos de competición se opta por la variación de los ángulos de Bruñido, los mismos que dependen de la exigencia del motor.

4.1.2.- VERIFICACIÓN DE HOLGURAS PERMISIBLES

Es muy importante en un motor de competencia asegurarse que las tolerancias y juegos sean los correctos, estos valores difieren de los motores de serie debido a que un motor de alto desempeño esta sometido a mayores esfuerzos mecánicos y térmicos. Por lo cual se opta por la selección de los valores máximos especificados en el manual del fabricante (valor subrayado en la tabla) como norma general en el trucaje¹⁷ del motor serie. Con lo cual aseguramos la fiabilidad del motor en la competencia.

TABLA 4.3 JUEGO DE MONTAJE (PISTÓN – CILINDRO)

PULGADAS	MILÍMETROS
0.0008 – <u>0.0015</u>	0.0203 - <u>0.0381</u>

FUENTE: HAYNES, Automotive Repair Manual Chevrolet Sprint & Geo Metro
Al no estar disponible la tolerancia especificada por el fabricante se elige como norma 0.04 mm por cada 100 mm de diámetro del cilindro, esta información es válida solo para motores de competición.

NOTA: En la selección de las tolerancias y juegos de un motor de competición de alto desempeño se debe realizar un análisis profundo, tanto de los elementos instalados como de las condiciones de funcionamiento del motor. Esto también aplica al instalar elementos de competición a un motor de serie. Por lo tanto es necesario que en el procedimiento de rectificación del motor se realice en un Centro de Precisión Automotriz, en el proceso el Preparador tiene que vigilar que las tolerancias y juegos sean los correctos para el motor de competencia.

¹⁷ Se entiende como el trabajo que se hace a un elemento original del motor de serie para mejorar su eficiencia.

4.1.3.- PULIDO Y AFINADO INTERNO

El pulido y afinado consiste en la eliminación de las imperfecciones y rugosidades de las paredes internas del bloque de cilindros, con la finalidad de dejar la superficie lo mas lisa posible.

El objetivo de este trabajo es conservar las características originales del lubricante (viscosidad) al disminuir la temperatura de funcionamiento del mismo, esto resulta del poco contacto del lubricante con las paredes a alta temperatura, consecuencia del rápido resbalamiento.

Al bajar la temperatura del refrigerante se mejora la lubricación del tren alternativo, y al mismo tiempo ayuda en su refrigeración.

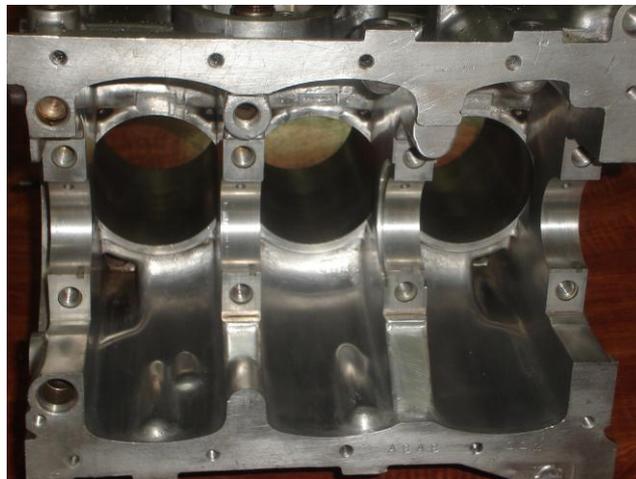


FIGURA 4.3 Pulido y Afinado del Bloque de Cilindros

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

PROCEDIMIENTO:

El procedimiento demanda la adquisición de un Equipo de Mecanizado y Pulido de superficies, el mismo consta de un taladro eléctrico o neumático (rotaflex), juego de cepillos para taladro, juego de piedras abrasivas, fresas de desbaste fino, lijas, limatones, WD-40, guantes de nitrilo, taco de caucho.



FIGURA 4.4 Equipo de Mecanizado y Pulido de Superficies

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

1. Se realiza una limpieza con un cepillo de alambre de cobre (taladro) para eliminar los residuos de carbón acumulados.
2. Se eliminan las rugosidades propias de la fundición de fábrica, con la ayuda de las piedras abrasivas, en este paso es importante no desbastar material en exceso, ya que lo único que se pretende es conseguir una superficie uniforme.



FIGURA 4.5 Mecanizado de Rugosidades

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

PREUCACIÓN: No sobrepasar la velocidad de giro especificada por el fabricante de las piedras abrasivas y cepillos, siempre se debe utilizar protección visual y auditiva (el ruido generado por el taladro llega a los 80 db).

3. Después del mecanizado se realiza el afinado de las superficies utilizando lijas de agua del número 100/120/150 y se rocía WD-40 mientras se afina para dar un buen acabado.
4. Después del mecanizado se realiza el pulido de las superficies utilizando lijas de agua del número 240/280/360 y se rocía WD-40 mientras se pule para dar un acabado de espejo.
5. El tiempo empleado en la modificación es de 20 a 25 horas dependiendo de la habilidad.

4.1.4- LIMPIEZA Y DESINCRUSTACIÓN

El procedimiento de limpieza y desincrustación consiste en la eliminación de los residuos abrasivos y virutas procedentes del mecanizado, pulido y afinado, además elimina la acumulación de carbonilla. El éxito del trucaje del motor depende mucho de este procedimiento.



FIGURA 4.6 Equipo de Limpieza y Desincrustación

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

PROCEDIMIENTO:

El procedimiento requiere de un compresor de aire, pistola para pulverización con y sin tanque, cepillos de conductos, cepillos de alambre de cobre, brochas, spray limpia carburadores, recipiente para lavado de piezas, guantes de nitrilo, agua jabonosa, gasolina, gafas y orejeras de protección.

1. Se sumerge el bloque en agua jabonosa, al mismo tiempo se cepilla con un cepillo de alambre de cobre (cerdas suaves), este proceso asegura la remoción de suciedad y partículas adheridas, luego se pulveriza con agua limpia y finalmente se seca con aire comprimido.

PREUCACIÓN: En el secado con aire comprimido y pulverización es necesario protectores de oídos, ya que el nivel de ruido llega a 100 db. Además se debe usar protectores visuales.

2. El siguiente paso es la remoción de los tapones de los conductos de lubricación, se debe tener cuidado en no dañar el tapón con la hexagonal.
3. Una vez retirados todos los tapones se limpia el conducto con un cepillo fino y liquido limpiador de carburadores, esto asegura eliminar la suciedad y carbonilla adherida en el conducto.



FIGURA 4.7 Limpieza y Desincrustación de Conductos

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

4. El siguiente paso es la pulverización integral del conjunto con gasolina, para luego secar con aire comprimido.
5. El tiempo empleado en la modificación es de 4 horas dependiendo de la habilidad

NOTA: El procedimiento descrito anteriormente aplica para todos los elementos del motor.

4.1.5- REVISIÓN DE FISURAS Y DEFORMACIONES

Al deformarse o romperse un elemento del motor, se puede producir un serio daño en el mismo. Razón por la cual en un motor de altas prestaciones se debe realizar las comprobaciones necesarias en cada elemento.

Entre los procesos más comunes tenemos:

INSPECCIÓN VISUAL

1. Se realiza una limpieza integral de la pieza con un solvente.
2. Se observa a simple vista el elemento para verificar posibles deformaciones.

3. Luego se utiliza un microscopio para observar las fisuras superficiales del elemento.



FIGURA 4.8 Inspección Visual Vía Microscopio

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

TINTAS PENETRANTES

1. Con el solvente se realiza una limpieza profunda del elemento.



FIGURA 4.9 Tintas Penetrantes (Paso 1)

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

2. Se seca el elemento y se coloca el penetrante el mismo, se tiene que dejar reaccionar durante 15 minutos.



FIGURA 4.10 Tintas Penetrantes (Paso 2)

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

3. Se limpia los residuos de penetrante con una franela.
4. Se coloca el revelador y se lo deja reaccionar durante 20 minutos.



FIGURA 4.11 Tintas Penetrantes (Paso 3)

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

5. Se evalúa el resultado, si queda pintada una línea roja en el elemento existe una fisura.

NOTA: El procedimiento descrito anteriormente se puede aplicar a cualquier elemento del que se tenga duda.

4.2.- PISTONES

Es muy común que los pistones de serie estén contruidos de una “aleación ligera de aluminio (AlSi12CuNi)”¹⁸, este material presenta las siguientes ventajas; elevada resistencia, baja densidad, elevada conductividad térmica, baja dilatación térmica, y poca resistencia al rozamiento.

¹⁸ GERSCHLER. H, Tecnología del Automóvil GTZ, Pagina 218



FIGURA 4.12 Pistón (Motor G10)

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

Los trabajos de modificación en los pistones serie, se limitan al equilibrado de pesos y mejora en su lubricación.

4.2.1.- SELECCIÓN

Las condiciones en las que opera el pistón en un motor de competencia son muy complejas, este elemento está sometido a fuertes cargas mecánicas y térmicas, por lo tanto se debe seleccionar elementos de alta calidad que cumplan con las características de funcionamiento del motor.

La utilización de pistones forjados (estampados) es la más común, el proceso de fabricación es mediante fundición y estampado, este último mejora la concentración de las partículas del material incrementando su resistencia y reduciendo su peso. Además el porcentaje de silicio, cromo y molibdeno es mayor, con lo que se logra mejorar las características de deslizamiento.

La desventaja en la utilización de pistones forjados radica en su alto costo y en la escasez de proveedores en nuestro medio, por lo que se opta por la modificación de los pistones de serie.

4.2.2.- MECANIZADO

Los trabajos de mecanización están orientados a la mejora de la lubricación más que a la reducción de peso, ya que un aligeramiento de su masa influye directamente en la disipación de calor y fiabilidad. Cualquier modificación dependerá del diseño

del pistón y de las condiciones de funcionamiento del motor. En nuestros pistones de serie los trabajos seleccionados son los siguientes:

CANALES DIAMETRALES EN LA FALDA

El procedimiento consiste en practicar unos canales en la periferia de la falda, para disminuir el roce contra la pared del cilindro y retener aceite en las ranuras para mejorar la lubricación en el arranque y en ralentí.

PROCEDIMIENTO:

El Equipo de Mecanizado a utilizar es el siguiente; un torno, un reloj palpador, una cuchilla de desbaste.



FIGURA 4.13. Equipo Mecanizado (Torno)

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

1. Con un marcador especial para metal permanente se traza un área de trabajo, seguidamente se distribuye cuatro líneas en la falda simétricamente.

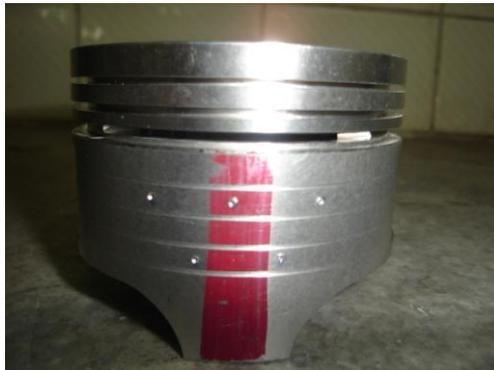


FIGURA 4.14 Canales Diametrales (Señalado)

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

2. Para centrar el pistón en el mandril del torno es necesario la utilización del reloj palpador. Por último se instala la cuchilla de desbaste para el mecanizado.



FIGURA 4.15 Canales Diametrales (Centrado)

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

3. Se hace girar el torno a una velocidad media y se procede a realizar la acanaladura, controlando que la penetración no pase de 0,2 mm.

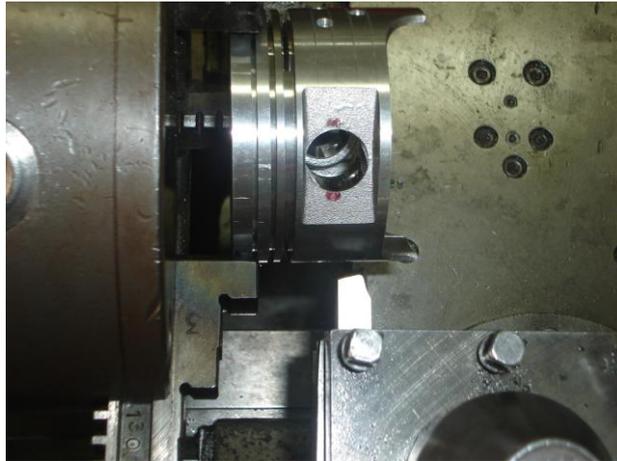


FIGURA 4.16 Canales Diametrales (Acanalado)

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

Nota: Se recomienda practicar antes en un pistón desechado.

4. El tiempo empleado en la modificación es de 1 hora dependiendo de la habilidad.



FIGURA 4.17 Canales Diametrales (Acabado final)

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

REFRENTADO Y PULIDO DE LA CABEZA

El procedimiento consiste en la eliminación de las imperfecciones y rugosidades de la cabeza del pistón, con la finalidad de dejar la superficie lo mas lisa posible.

El objetivo de este trabajo es evitar la carbonización de la superficie, para evitar la formación de partículas incandescentes.

PROCEDIMIENTO:

El Equipo de Mecanizado a utilizar es el siguiente; un torno, un reloj palpador, una cuchilla de desbaste, lijas, WD-40.

1. El procedimiento de instalación y centrado en el torno es similar al de los canales diametrales en la falda (Paso 2).

Nota: En el centrado del pistón se debe considerar el ligero ovalamiento de la falda.

2. Se hace girar el torno a una velocidad media y se procede a desbastar la cabeza del pistón controlando que la penetración del refrentado no pase de 0,1mm.



FIGURA 4.18 Refrentado del Pistón (Desbaste)

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

3. Luego se da un preacabado con una lija #180 en el mismo torno, y a continuación se da el pulido final a mano utilizando lijas de agua del número 220/280/360 y se rocía WD-40 mientras se pule para dar un acabado tipo espejo.



FIGURA 4.19 Refrentado del Pistón (Acabado Final)

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

4. El tiempo empleado en la modificación es de 2 horas dependiendo de la habilidad.

PERFORACIONES EN LA FALDA

Este trabajo en particular mejora la efectividad de la lubricación, consiste en practicar una configuración de perforaciones en la pared de la falda, estas retienen aceite en su interior lo que proporciona una cantidad extra de aceite para la lubricación del pistón.

PROCEDIMIENTO:

El Equipo de Mecanizado a utilizar es el siguiente; un taladro de pedestal, brocas de 3 y 4 mm de diámetro, un punto, y un martillo.

1. El primer paso es construir una plantilla de cartón de la forma de la falda, seguidamente se hace una distribución simétrica de 5 perforaciones en el área de la falda (3 superiores y 2 inferiores), la selección de la distribución

depende del diseño del pistón, se debe tener precaución de no debilitar la estructura en sus contornos.

Utilizando la plantilla se señala los puntos de referencia en la falda, y Posteriormente se marca los mismos con un punto y un martillo.



FIGURA 4.20 Perforaciones en la Falda (Marcas de Referencia)

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

2. El siguiente paso es realizar las perforaciones en las respectivas marcas con el taladro de pedestal y una broca de 3 mm.



FIGURA 4.21 Perforaciones en la Falda (Mecanizado)

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

3. Finalmente se realiza un avellanado en todas las perforaciones con una broca de 4 mm.



GRAFICO 4.22 Perforaciones en la Falda (Acabado final)

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

4. El tiempo empleado en la modificación es de 2 horas dependiendo de la habilidad.

Nota: El procedimiento de perforación y avellanado, también se lo realiza en los orificios de lubricación del bulón.



FIGURA 4.23 Perforación y Avellanado (Lubricación Bulón)

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

4.2.3.- VERIFICACIÓN DE HOLGURAS PERMISIBLES

En este caso aplican los mismos valores descritos en la sección del bloque de cilindros/ verificación de holguras permisibles/ tabla 4.3

4.2.4.- EQUILIBRADO DEL CONJUNTO

Es necesario que después del mecanizado el peso de los pistones sea exactamente igual, y de no serlo así la tolerancia permitida es de 2 gramos, los trabajos prácticos más comunes para aligerar un poco de peso son recortes en la falda y en la parte interna de la cabeza.

PROCEDIMIENTO:

En este proceso es necesaria una balanza que tenga como mínimo una diferencia en su apreciación de medio gramo, piedras abrasivas, fresas de desbaste fino, y un taladro.

Nota: En el procedimiento fue utilizada una balanza con una apreciación de una décima de gramo



FIGURA 4.24 Equipo de Aligerado de Masas

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

1. El primer paso es marcar en la cabeza del pistón el número del cilindro al que va a pertenecer.
2. Luego se pesa los pistones de serie sin modificación alguna para tener valores referenciales. Es importante encerrar la balanza entre cada medida.

TABLA 4.4 PESO PISTONES (SERIE)

NUMERO DEL PISTON	PESO (GRAMOS)
1	217.2
2	215.9
3	216.2

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

NOTA: Se observa una diferencia de 1.3 gramos entre el más y el menos pesado, podemos verificar que estos pistones de serie se encuentran dentro de la tolerancia permitida.

3. Después del mecanizado se realiza de nuevo el pesado, para controlar la diferencia de peso entre cada pistón.



FIGURA 4.25 Pesado de los Pistones

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

TABLA 4.5 PESO PISTONES (MECANIZADOS)

NUMERO DEL PISTÓN	PESO (GRAMOS)
1	213.2
2	213.7
3	214.1

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

NOTA: Se observa que la diferencia de peso entre el más y el menos pesado bajo a 0.9 gramos, valor aceptable dentro de la tolerancia permitida, pero un trabajo profesional exige reducir esta tolerancia al mínimo.

4. Con una piedra abrasiva se recorta en los bordes de la falda, seguidamente se controla el peso en la balanza, si se tiene la necesidad de aligerar más peso se recorta con una fresa de desbaste fino en los puntos mas robustos de la parte interna de la cabeza del pistón.

NOTA: Al momento de retirar material se debe realizar un recorte muy ligero, ya que la diferencia es de décimas de gramo, a demás en cada parte del proceso se debe hacer un control riguroso del peso para evitar una reducción excesiva.

5. Finalmente se pesa el conjunto terminado.

TABLA 4.6 PESO PISTONES (ACABADO FINAL)

NUMERO DEL PISTÓN	PESO (GRAMOS)
1	212.6
2	212.9
3	213.0

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

Nota: La diferencia de peso entre el más y el menos pesado quedo en 0.4 gramos, al terminar el proceso.

6. El tiempo empleado en la modificación es de 3 horas dependiendo de la habilidad.



FIGURA 4.26 Conjunto Equilibrado (Acabado Final)

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

Nota: Es importante recalcar que los trabajos de modificación en los pistones del motor G10 van orientados a mejorar la eficiencia en la lubricación y mas no a la reducción de peso. Cuando se hizo un análisis previo del diseño del pistón para su modificación, no se encontró lugar alguno para realizar una reducción de peso considerable sin debilitar su estructura. Incluso la distancia entre la falda y el alojamiento del bulón se encontraba en la tolerancia limite (4 a 5 mm).

4.3.- RINES DEL PISTON

Los rines de compresión y aceite están sometidos a grandes esfuerzos mecánicos y térmicos, razón por lo cual se utilizan materiales de buenas propiedades de deslizamiento, elevada elasticidad y resistencia a altas temperaturas. Por lo general se los fabrica de “fundición gris GG-30 o de fundición de alta aleación X-12 Cr Ni”¹⁹.

¹⁹ ERAZO-MENA, Reparación Técnica de Motores de Combustión Interna, Pagina 74.



FIGURA 4.27 Rines (Motor G10)

FUENTE: www.redline.com

4.3.1.- SELECCIÓN

Las condiciones de operación de los rines son muy exigidas, estos elementos deben mantener la estanqueidad entre el cilindro – pistón, amortiguar la presión de compresión - lubricación y evacuar el calor de la combustión hacia los cilindros. El diseño original de serie cumple con todos estos requisitos, razón por la cual modificar la estructura original no es recomendable.

La opción más acertada es instalar rines específicos de competición, los mismos que se construyen de fundición de alta elasticidad y con superficies de contacto cromadas. Estos rines tienen una gran resistencia y permiten una perfecta hermetización de los cilindros durante los grandes efectos de vacío que se originan en los momentos de la desaceleración.

4.3.2.- VERIFICACIÓN DE HOLGURAS PERMISIBLES

En un motor de competencia la carga térmica sobre los rines es mucho mayor, por lo cual se opta por la selección de los valores máximos especificados en el manual del fabricante (valores subrayados en la tablas) como norma general en el trucaje del motor serie. Este procedimiento evita el agarrotamiento.

Con respecto a la separación entre las puntas del rin, el fabricante establece las siguientes holguras (tabla 4.7).

TABLA 4.7 SEPARACIÓN DE LAS PUNTAS DEL RIN

TIPO DE RIN	PULGADAS	MILIMETROS
COMPRESION (1)	0.0079 – 0.0129	0.02 – 0.327
COMPRESION (2)	0.0079 – 0.0137	0.02 – 0.347
ACEITE	0.0079 – 0.0275	0.02 – 0.698

FUENTE: HAYNES, Automotive Repair Manual Chevrolet Sprint & Geo Metro

Otra holgura que se debe considerar es la existente entre la ranura del pistón y el rin, el fabricante establece los siguientes valores (tabla 4.8).

TABLA 4.8. HOLGURA DEL RIN EN LA RANURA DEL PISTÓN

TIPO DE RIN	PULGADAS	MILIMETROS
COMPRESION (1)	0.0008 – 0.0023	0.0203 – 0.0584
COMPRESION (2)	0.0008 – 0.0023	0.0203 – 0.0584

FUENTE: HAYNES, Automotive Repair Manual Chevrolet Sprint & Geo Metro

4.3.3.- INSTALACIÓN

Es de suma importancia la disposición de los rines en el pistón, los mismos que deben repartirse uniformemente a lo largo de la periferia del pistón, en la grafico 42 se muestra la configuración recomendada por el fabricante, en donde tenemos **1** dirección del frente del motor, **2** corte del primer rin, **3** corte del segundo rin, **4** corte de los rines de aceite, **5** seguro del espaciador de aceite, **A** ángulo de 45°, **B** lado de la admisión, y **C** lado del escape

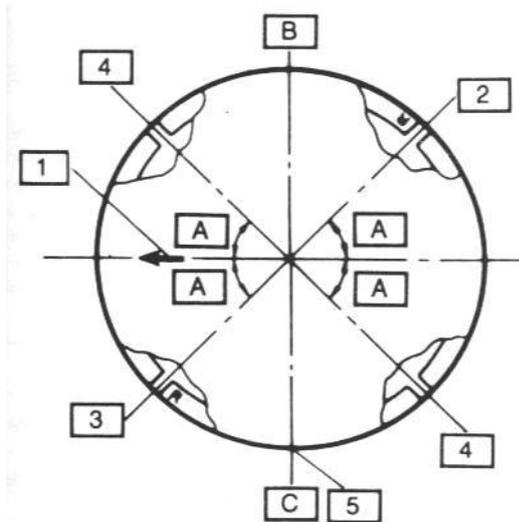


FIGURA 4.28 Disposición de los Rines (Motor G10)

FUENTE: HAYNES, Automotive Repair Manual Chevrolet Sprint & Geo Metro

Es recomendable en la instalación utilizar un expansor de rines, esto evita la su deformación y/o rotura, a demás en el momento de colocación en la ranura del pistón la marca en el rin debe ir hacia arriba.



FIGURA 4.29 Instalación de los Rines

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

4.4.- BIELAS

Sin duda alguna las bielas son unos de los elementos sometidos a mayor carga mecánica, estos esfuerzos básicamente son de compresión, tracción, flexión y torsión. Los materiales de fabricación de las bielas cumplen características especiales, como es el caso de las aleaciones de acero de alta resistencia con silicio, cromo y molibdeno.



FIGURA 4.30 Biela (Motor G10)

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

Los trabajos de modificación en las bielas se enfocan a la reducción de peso y mejora de su resistencia mecánica.

Con respecto a las bielas específicas de competencia, son de titanio y su proceso de fabricación es por forjado, este tipo de bielas son más livianas, más resistentes y permiten una evacuación más rápida del calor almacenado. Por su elevado precio no se justifica su instalación en motores de serie trucados, son específicas de motores de competición de altas prestaciones.

4.4.1 MECANIZADO

El mecanizado esta orientado a la reducción de peso, con la finalidad de reducir la fuerzas de inercia. Se debe tener mucho cuidado de no comprometer su resistencia mecánica.

PROCEDIMIENTO:

El procedimiento necesita un taladro, juego de piedras abrasivas, y un esmeril.

1. El primer paso es la identificación de los puntos de ruptura de la biela, los mismos se detallan en la figura 45. en estos puntos no se reduce material.

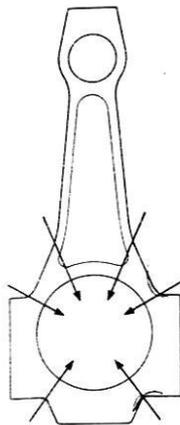


FIGURA 4.31 Puntos de Ruptura de la Biela

FUENTE: STEFANO GILLERI, Preparación de Motores Serie para Competición, Pag 81

2. Luego se selecciona los puntos para el aligerado de peso, los mismos que aplican en; **1** tapa de biela, **2** laterales del pie de biela y **3** cuerpo de la biela (figura 4.32). En este punto es importante determinar el grado de preparación en función de la fiabilidad, en nuestro caso esta orientado a un alto índice de fiabilidad por lo cual los trabajos de mecanizados están orientado solo en la tapa de bielas.

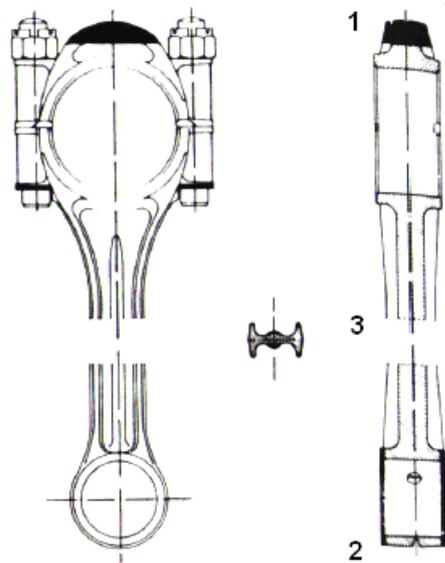


FIGURA 4.32 Puntos de Aligerado de la Biela

FUENTE: STEFANO GILLERI, Preparación de Motores Serie para Competición, Pag 78

Nota: Un elevado grado de preparación exige reducciones extremas de peso, para lo cual se debe aplicar en todos los puntos citados en la grafica 46.

3. Se inicia el proceso con el esmerilado de las tapas de bielas, con el debido cuidado para no excederse en la reducción de material, luego con las piedras abrasivas se da el primer acabado. El trabajo se centra en la reducción del contrapeso al ras.



FIGURA 4.33 Mecanizado de la Tapa de Biela

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

Nota: En la tapa de biela es donde podemos reducir la mayor cantidad de peso sin comprometer la resistencia mecánica de la biela, la única condicionante es conservar su forma arqueada.

4. El tiempo empleado en la modificación es de 2 horas dependiendo de la habilidad.

4.4.2 EQUILIBRADO

Después del mecanizado el peso de las bielas debe ser exactamente igual, y de no serlo así se admite una tolerancia de 2 gramos, en el caso especial de la biela los trabajos de equilibrado están centrados en la reducción controlada de material en los laterales del pie de biela y el cuerpo de la biela para ajustar la tolerancia.

PROCEDIMIENTO:

En este proceso es necesaria una balanza que tenga como mínimo una diferencia en su apreciación de medio gramo, piedras abrasivas, fresas de desbaste fino, y un taladro.

1. El primer paso es marcar tanto en la tapa como en el cuerpo de biela el número del cilindro al que va a pertenecer.
2. Luego se pesa las bielas de serie sin modificación alguna para tener valores referenciales. Es importante encerrar la balanza entre cada medida.

TABLA 4.9 PESO BIELAS (SERIE)

NUMERO DE BIELA	PESO (GRAMOS)
1	383.8
2	383.3
3	385.4

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

NOTA: Se observa una diferencia de 2.1 gramos entre la más y la menos pesada, podemos verificar que estas bielas de serie se encuentran 0.1 gramos fuera de la tolerancia permitida.

3. En este punto hacemos un paréntesis y pesamos la tapa de biela modificada.

TABLA 4.10 PESO TAPA DE BIELA (MECANIZADA)

NUMERO DE BIELA	PESO (GRAMOS)
1	102.2
2	102.3
3	98.9

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

NOTA: Se observa que la diferencia de peso entre la más y la menos pesada es de 3.4 gramos, es necesario igualar el peso de estos elementos antes de equilibrar todo el conjunto.

4. Con la fresa de desbaste fino recorta material de la tapa de biela, seguidamente se controla el peso en la balanza, luego con la piedra abrasiva se ajusta el peso final.

TABLA 4.11 PESO TAPA DE BIELA (ACABADO FINAL)

NUMERO DE BIELA	PESO (GRAMOS)
1	97.6
2	97.7
3	97.8

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

NOTA: Se observa que la diferencia de peso entre la más y la menos pesada es de 0.2 gramos, esta exactitud nos facilitara en el equilibrado de todo el conjunto.

5. Después del equilibrado de la tapa de biela se realiza de nuevo el pesado del conjunto ensamblado, para controlar la diferencia de peso entre cada biela.



FIGURA 4.34 Pesado de las Bielas

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

TABLA 4.12 PESO BIELAS (MECANIZADAS)

NUMERO DE BIELA	PESO (GRAMOS)
1	369.4
2	369.2
3	370.8

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

NOTA: Se observa que la diferencia de peso entre la más y la menos pesada bajo a 1.6 gramos, con respecto a la lectura de la tabla 16 en condiciones estándar valor aceptable dentro de la tolerancia permitida, pero un trabajo profesional exige reducir esta tolerancia al mínimo.

6. Con una fresa de desbaste fino se elimina los números del código de la biela en el cuerpo de biela, seguidamente se controla el peso en la balanza y se ajusta el peso final con una piedra abrasiva. Si se tiene la necesidad de aligerar más peso se recorta laterales del pie de biela siguiendo el mismo procedimiento anterior. El límite máximo de recorte de los laterales del pie de biela es de 2 mm por cada flanco.

NOTA: Al momento de retirar material se debe realizar un recorte muy ligero, ya que la diferencia es de décimas de gramo, a demás en cada parte del proceso se debe hacer un control riguroso del peso para evitar una reducción excesiva.

7. Finalmente se pesa el conjunto terminado.

TABLA 4.13 PESO BIELAS (ACABADO FINAL)

NUMERO DE BIELA	PESO (GRAMOS)
1	369.1
2	369.0
3	369.0

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

Nota: La diferencia de peso entre la más y la menos pesada quedo en 0.1 gramos, al terminar el proceso.

8. El tiempo empleado en la modificación es de 3 horas dependiendo de la habilidad.



FIGURA 4.35 Conjunto Equilibrado (Acabado Final)

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

Nota: A pesar de que en líneas generales orientamos el aligerado de masas en función de una mayor fiabilidad, la reducción de peso fue bastante considerable en la biela de mayor peso obtuvimos una reducción de 16,4 gramos.

4.4.3.- AFINACIÓN Y PULIDO

En esta etapa el procedimiento de afinado y pulido se enfoca a mejorar la resistencia mecánica de la biela al eliminar los cantos vivos que pueden dar inicio a una fisura que posteriormente acabara con una rotura de la biela. Un efecto secundario del pulido es la mejora del escurrimiento del aceite lo que influye en su refrigeración al llegar más rápido al carter.

PROCEDIMIENTO:

El procedimiento demanda la utilización de un Equipo de Pulido de superficies, el mismo consta de un taladro eléctrico o neumático (rotaflex), juego de cepillos para taladro, juego de piedras abrasivas, lijas de agua, limatones, WD-40, guantes de nitrilo.

1. Se realiza una limpieza de las bielas para eliminar los residuos del mecanizado.
2. Se eliminan las rugosidades propias de la fundición de fábrica del contorno del cuerpo de biela, alrededor del pie de biela, y en los puntos de ruptura de la biela (figura 4.31), iniciando con un cepillo de acero y finalizando con las piedras abrasivas, en este paso es importante no desbastar material en exceso, ya que lo único que se pretende es conseguir una superficie uniforme.



FIGURA 4.36 Mecanizado de Rugosidades

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

PREUCACIÓN: No sobrepasar la velocidad de giro especificada por el fabricante de las piedras abrasivas y cepillos, siempre se debe utilizar protección visual y auditiva (el ruido generado por el taladro llega a los 80 db).

3. Después del mecanizado se realiza el afinado de las superficies utilizando lijas de agua del número 80/100/120/150/180 y se rocía WD-40 mientras se afina para dar un buen acabado.
4. Así mismo luego del afinado se realiza el pulido de las superficies utilizando lijas de agua del número 220/280/320/360/400 y se rocía WD-40 mientras se pule para dar un acabado de espejo



FIGURA 4.37 Pulido de la Biela (Acabado Final)

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

5. El tiempo empleado en la modificación es de 10 a 15 horas dependiendo de la habilidad.

En el motor G10 el bulón es fijo al pie de biela, por lo tanto es necesario calentar la biela para su instalación, el procedimiento se realiza mediante un calentador de bielas (figura 4.38).



Figura 4.38 Calentador de Bielas

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

Otro factor que se debe tomar en cuenta en la instalación del pistón (1) con respecto a la biela (3) es su posicionamiento, en el figura 4.39 se detalla didácticamente, en donde el orificio de lubricación (4) se encuentra a la derecha con respecto a la marca (2) en el pistón que indica hacia el frente del motor, la explicación de este posicionamiento es por el descentrado del alojamiento del bulón que tiene el pistón.

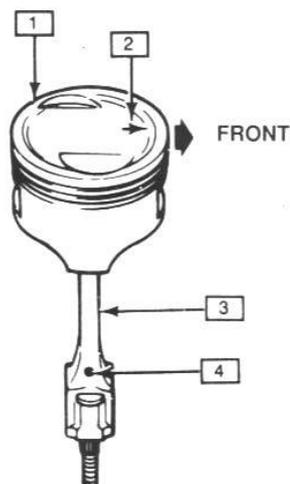


FIGURA 4.39. Instalación Biela - Pistón

FUENTE: HAYNES, Automotive Repair Manual Chevrolet Sprint & Geo Metro

4.4.4.- VERIFICACIÓN DE HOLGURAS PERMISIBLES

Es muy importante en un motor de competencia asegurarse que las tolerancias y juegos estén dentro de los parámetros establecidos por el fabricante, debido a que un motor de alto desempeño esta sometido a mayores esfuerzos mecánicos y térmicos. Con este procedimiento garantizamos la fiabilidad del motor en la competencia.

En la tabla 4.14 se facilitan los estas tolerancias para el juego axial de biela, en nuestro motor este valor fue de 0.0055” (0.14 mm).

TABLA 4.14 JUEGO AXIAL DE BIELA	
PULGADAS	MILIMETROS
0.0039 – 0.0078	0.10 - 0.20

FUENTE: HAYNES, Automotive Repair Manual Chevrolet Sprint & Geo Metro

4.5.- COJINETES

Es común que el material utilizado en la fabricación de los cojinetes de serie tanto de biela como de bancada en su parte externa sea acero o bronce, y el revestimiento interno de una aleación de plomo, estaño, cobre, aluminio y antimonio. Este revestimiento se caracteriza por su excelente propiedad de deslizamiento al ser un metal blando, pero con una capacidad de carga baja, que en un motor serie es justificable, ya que satisface sus condiciones de funcionamiento.



FIGURA 4.40 Cojinetes (Motor G10)

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

4.5.1.- SELECCIÓN

En los cojinetes se presentan cargas por la presión ejercida por los gases combustionados, por inercia y por la fuerza centrífuga. Este tipo de cargas en un motor trucaado se agudizan, razón por la cual es necesario la selección de cojinetes con materiales que soporten las nuevas condiciones de funcionamiento del motor, mejorando su grado de fiabilidad.

La selección depende del grado de trucaje requerido, entre las elecciones más comunes tenemos la utilización de cojinetes de metal rosa con altos porcentajes de plomo y cobre, que se caracterizan por su excelente capacidad de carga y condiciones de deslizamiento, pero una dureza superficial alta que no permite deformación y en caso de fundición se suelda al muñón.

Por otro lado tenemos los cojinetes de aluminio – estaño al 20%, que se caracterizan por su buena capacidad de carga y condiciones de deslizamiento, con una dureza superficial media que favorece a la uniformidad de la carga, mayor incrustabilidad al ser más blando, y en caso de fundición no se suelda al muñón.

4.5.2.- VERIFICACIÓN DE HOLGURAS PERMISIBLES

Uno de los factores más importantes para un trucaje satisfactorio es la elección correcta de la luz de aceite, al ser esta muy grande la pérdida de presión en el sistema es inminente provocando deficiencia en la lubricación, en cambio si es muy pequeña la película de aceite no tendría el grosor adecuado para evitar el rozamiento metal con metal. Por esta razón se opta por la selección de los valores máximos especificados en el manual del fabricante (valores subrayados en las tablas) como norma general en el trucaje del motor serie. Este procedimiento garantiza la fiabilidad del conjunto.

En las tablas se detalla las holguras establecidas por el fabricante tanto para los cojinetes de biela como de bancada.

TABLA 4.15 JUEGO DE MONTAJE (COJINETES DE BIELA)

PULGADAS	MILIMETROS
0.0012 – <u>0.0019</u>	0.0304 - <u>0.0482</u>

FUENTE: HAYNES, Automotive Repair Manual Chevrolet Sprint & Geo Metro

TABLA 4.16 JUEGO DE MONTAJE (COJINETES DE BANCADA)

PULGADAS	MILIMETROS
0.0008 – <u>0.0015</u>	0.0203 - <u>0.0381</u>

FUENTE: HAYNES, Automotive Repair Manual Chevrolet Sprint & Geo Metro

4.6.- CIGÜEÑAL

El cigüeñal es el elemento sometido a mayor carga mecánica, debido a que centraliza toda la energía de la combustión aplicada a cada uno de los pistones. Y como si fuera poco se suman fuerzas de inercia y centrifugas, que producen esfuerzos de torción y flexión. Por esta razón es importante que este elemento tenga una resistencia mecánica elevada, razón por la cual se lo fabrica por forja

de acero mejorado 37MnSi5²⁰ con tratamiento térmico (temple superficial²¹) lo que le confiere una gran resistencia.



FIGURA 4.41. Cigüeñal (Motor G10)

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

La ventaja del cigüeñal en el motor G10 es su corta longitud, característica que reduce las vibraciones a altas revoluciones.

En los motores de competición se utilizan aceros de alta resistencia con endurecimiento por nitruración.

4.6.1.- RECTIFICACIONES

En el cigüeñal los trabajos de rectificación se los realiza en los muñones de biela y bancada, En el proceso interviene la Rectificadora de cigüeñales, que permite el mecanizado hasta obtener la medida inmediatamente superior de rectificado dependiendo del desgaste.

NOTA: La tolerancia máxima permisible de desgaste antes del rectificado en muñones de biela y bancada en el motor G10 es de 0.0004" (0.01 mm), si el desgaste existente es superior se debe rectificar el muñón a la medida siguiente especificada por el fabricante.

²⁰ GERSCHLER. H, Tecnología del Automóvil GTZ, Pagina 229

²¹ Tratamiento superficial por inducción eléctrica.



FIGURA 4.42 Rectificadora de Cigüeñales

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

En nuestro motor se rectificó al valor + 0.020" (0.50mm) recomendado por el fabricante es decir + 1.673" (42.50mm) para biela y +1.791" (45.50mm) para bancada

En el cuadro siguiente se proporcionan los valores de rectificación dados por el fabricante, los mismos que son los más frecuentes.

TABLA 4.17 RECTIFICACIONES DE SERIE

PULGADAS	MILIMETROS
0.010	0.25
0.020	0.50
0.030	0.75
0.040	1.00

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

4.6.2.- VERIFICACIÓN DE HOLGURAS PERMISIBLES

Es muy importante en un motor de competencia asegurarse que las tolerancias y juegos estén dentro de los parámetros establecidos por el fabricante, debido a que un motor de alto desempeño está sometido a mayores esfuerzos mecánicos y térmicos. Con este procedimiento garantizamos la fiabilidad del motor en la competencia.

En la tabla 4.18 se facilitan los estas tolerancias para el juego axial del cigüeñal, en nuestro motor este valor fue de 0.0059” (0.15 mm) con cojinetes axiales estandar.

TABLA 4.18 JUEGO AXIAL DEL CIGÜEÑAL

PULGADAS	MILIMETROS
0.0044 – 0.0122	0.1117 - 0.03098

FUENTE: HAYNES, Automotive Repair Manual Chevrolet Sprint & Geo Metro

NOTA: Es necesario que en el procedimiento de rectificación del motor se realice en un Centro de Precisión Automotriz, en el proceso el Preparador tiene que vigilar que las tolerancias y juegos sean los correctos para el motor de competencia.

4.6.3.- AFINAMIENTO Y PULIDO

Debido a las limitantes del banco de pruebas en su régimen de giro (5000 RPM máximo), nuestros trabajos de modificación en el cigüeñal se restringen a el pulido y afinamiento, con la finalidad de mejorar la resistencia mecánica al eliminar cantos vivos que pueden dar inicio a una fisura que posteriormente acabara con la rotura del mismo.

PROCEDIMIENTO:

El procedimiento demanda la utilización de un Equipo de Pulido de superficies, el mismo consta de un taladro eléctrico o neumático (rotaflex), juego de cepillos para taladro, juego de piedras abrasivas, lijas de agua, WD-40, guantes de nitrilo.

1. Se realiza una limpieza general con cepillos de cobre para taladro, para eliminar las impurezas superficiales.
2. Se eliminan las rugosidades propias de la fundición de fábrica del cigüeñal evitando rayar la superficie de los muñones, se inicia con un cepillo de acero y se finaliza con las piedras abrasivas, en este paso es importante no desbasta material en exceso, ya que lo único que se pretende es conseguir una superficie uniforme.

PREUCACIÓN: No sobrepasar la velocidad de giro especificada por el fabricante de las piedras abrasivas y cepillos, siempre se debe utilizar protección visual y auditiva (el ruido generado por el taladro llega a los 80 db).

3. Después del mecanizado se realiza el afinado de las superficies utilizando lijas de agua del número 80/100/120/150 y se rocía WD-40 mientras se afina para dar un buen acabado.
4. Así mismo luego del afinado se realiza el pulido de las superficies utilizando lijas de agua del número 220/280 y se rocía WD-40 mientras se pule para dar un acabado de espejo.



FIGURA 4.43 Pulido del cigüeñal (Acabado Final)

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

5. El tiempo empleado en la modificación es de 15 horas dependiendo de la habilidad.

4.6.4.- EQUILIBRADO

El equilibrado del cigüeñal es de gran importancia en un motor de competición, especialmente en altos regímenes de giro donde se producen las vibraciones. Este procedimiento es aplicado después del aligeramiento de masas para garantizar la fiabilidad del elemento.

Al equilibrado lo podemos clasificar en estático y dinámico, el primero comprueba la distribución uniforme de todo el peso alrededor de su eje, mientras que el segundo comprueba las tensiones en movimiento.

En la actualidad existen máquinas electrónicas, las mismas que mediante sensores digitalizan en un monitor los puntos donde se debe mecanizar el elemento para obtener un equilibrado perfecto.



FIGURA 4.44 Balanceadora de Cigüeñales

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

Tanto el trabajo de aligeramiento como el de equilibrado dependen del grado de preparación del motor, por lo cual se debe hacer un análisis profundo de las condiciones de funcionamiento del motor antes de cualquier modificación. En el gráfico se observa un cigüeñal de competición del motor Suzuki G13, en donde se destaca el aligerado de sus contrapesos y el pulido.



FIGURA 4.45 Cigüeñal de Competición (Motor G13)

FUENTE: www.redline.com

Nota: El equilibrado también aplica al volante en forma independientemente y luego en conjunto con el cigüeñal.

V.- TRUCAJE DEL CABEZOTE

El cabezote del Motor G10 esta construido de una “aleación ligera de aluminio (G-ALSi10Mg)”²², razón por la cuál tiene la ventaja de una buena conductividad térmica y al mismo tiempo es ligero en su peso.



FIGURA 5.1 Cabezote (Motor G10)

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

Los trabajos de modificación en este cabezote se enfocan al aumento de la relación de compresión, incremento del diámetro de los conductos de admisión, pulido – afinación, recorte de guías de admisión, rehabilitación y renovación de elementos.

5.1.- AUMENTO DE LA RELACIÓN DE COMPRESIÓN

La relación de compresión es uno de los parámetros más influyentes en la mejora de la respuesta del rendimiento del motor, este se debe al incremento del aprovechamiento energético del combustible.

5.1.1.- MEDICIÓN DEL VOLUMEN DE LA CÁMARA DE COMBUSTIÓN

EL PROCESO CONSISTE EN ENCONTRAR EL VOLUMEN REAL DE LA CÁMARA DE COMBUSTIÓN, ESTE ES EL PUNTO DE PARTIDA PARA LA REALIZACIÓN DE LOS RESPECTIVOS CÁLCULOS.

²² ERAZO-MENA, Reparación Técnica de Motores de Combustión Interna, Pagina 42.

PROCEDIMIENTO:

EL PROCEDIMIENTO REQUIERE DE UNA PROBETA GRADUADA, Y ACEITE FLUIDO (DEXRON 3).

1. Se realiza una limpieza de la cámara de combustión, con un cepillo de alambre de cobre para taladro, eliminando así los residuos de carbón acumulados.
2. Se ubica el cabezote con la cámara de combustión hacia arriba con las válvulas completamente cerradas y la bujía instalada, posteriormente se coloca progresivamente el aceite de la probeta, hasta cuando quede al ras del plano del cabezote.



FIGURA 5.2 Medición del Volumen de la Cámara de Combustión

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

3. Luego se calcula el volumen de la cámara que resulta de la diferencia entre el volumen inicial de la probeta menos el volumen final en la misma, En nuestro cabezote de serie el volumen medido fue de 38 cc.
4. El tiempo empleado en el proceso es de 20 minutos dependiendo de la habilidad.

5.1.2.- CÁLCULO DE RECTIFICACIÓN

El procedimiento fundamenta los valores para el rectificado del plano del cabezote en función de datos elementales del motor.

Nota: El proceso del cálculo esta en función de las fórmulas generales de la sección de constantes, variables y fórmulas (capítulo II).

PROCEDIMIENTO:

1. Con el diámetro del cilindro y la carrera del pistón, obtenemos la cilindrada unitaria. del motor de serie. En nuestro motor es de 340.17 cc con 7.5 cm de diámetro y 7.7 cm de carrera del pistón.
2. Calculamos el volumen de la perforación del cilindro en el empaque de serie, con 7.5 cm de diámetro en la perforación del empaque y 0.11 cm de espesor, con lo que tenemos un volumen de 4.85 cc en el empaque.
3. Sumamos el volumen medido en la cámara más el volumen de la perforación del cilindro en el empaque, obteniendo así el volumen real de la cámara de combustión del motor de serie. En donde $38 \text{ cc} + 4.85 \text{ cc} = 42.85 \text{ cc}$ (volumen real).
4. Con el valor anterior sacamos la relación de compresión real del motor de serie, que en nuestro caso es de 8.93;1.
5. Seguidamente utilizamos la formula de rectificado del plano del cabezote, en función de los valores anteriormente obtenidos, en donde con un relación de compresión inicial de 8.93;1, y la nueva relación de compresión a obtener de 12;1 calculamos el valor de 2.70 mm de rectificado para el plano de la superficie del cabezote.

5.1.3.- REBAJE DEL PLANO DEL CABEZOTE

El procedimiento consiste en rectificar la superficie plana del cabezote por medio de una rectificadora de superficies planas, en función del valor calculado.



FIGURA 5.3 Rectificadora de Superficies Planas

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

Nota: Es necesario verificar la altura de alzada del eje de levas sobre las válvulas antes del rectificado, para evitar que golpeen el pistón y las válvulas entre sí, especialmente si se utiliza un eje de levas trucado.

5.2.- MECANIZADO

El mecanizado está orientado a incrementar el flujo de los gases tanto en la entrada como en la salida, al reducir las restricciones. Es importante no comprometer la resistencia mecánica del cabezote, por lo que las modificaciones tienen que ser bien fundamentadas en función de las condiciones de operación del motor.

5.2.1.- CONDUCTOS DE ADMISIÓN Y ESCAPE

Los trabajos en los conductos ya sea de admisión o de escape, están orientados a hacer los recorridos lo menos restrictivos posibles. Es muy común pensar que hacerlos lo más grandes posibles es lo mejor, pero esto no es una regla general, se debe analizar el comportamiento de los gases para cada caso.

En los conductos de menor diámetro el volumen de flujo es menor, pero su velocidad es alta, lo que los hace muy eficientes a revoluciones medias, pero en altas revoluciones no son capaces de mantener el flujo y su rendimiento disminuye. En los conductos de mayor diámetro sucede lo contrario. Por esta razón se debe analizar las condiciones en la que va a operar el motor antes de proceder a la modificación.

Es necesario partir del análisis de un conducto ideal en el cual las características de presión, turbulencia y velocidad son óptimas, para luego proyectar el diseño del nuevo conducto del motor de serie.

CONDUCTOS DE ADMISION

Para el conducto de admisión del figura 5.4 tenemos en **1** La cámara de combustión, **2** El asiento de la válvula, **3** El embocamiento del conducto, **4** La zona de ampliación del conducto en forma troncocónica, **5** La Zona cilíndrica y **6** La zona cónica de la entrada.

Como se observa presenta diferentes tipos de conicidades que están orientados a mejorar el comportamiento de la mezcla, la zona cónica (6 en la figura) aumenta la velocidad de la mezcla, en cambio la zona troncocónica (4 en la figura) permite un almacenamiento instantáneo de mezcla mientras la válvula esta cerrada.

Nota: El dimencionamiento de todo el conducto del grafico 63 esta basado en el diámetro del asiento de la válvula, estos valores son netamente orientativos ya que en el motor de serie estos valores son diferentes.

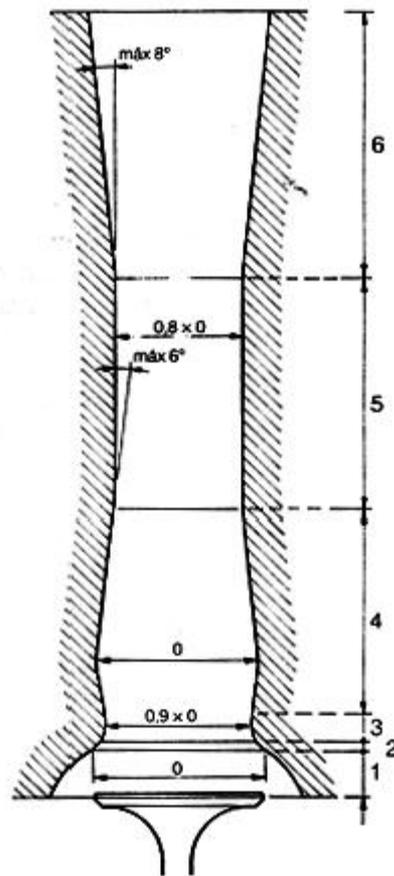


FIGURA 5.4 Conducto Ideal de Admisión

FUENTE: STEFANO GILLERI, Preparación de Motores Serie para Competición, Pag 164

Los conductos están diseñados para la mejora del comportamiento del gas en función del diámetro y pulsaciones producidas por la válvula. Al cambiar el diámetro del asiento de la válvula se desconfigura el diseño original, lo que repercute en la alteración de la turbulencia causando una disminución del rendimiento del motor. Por esta razón en nuestros conductos no se realizó modificación alguna en el codo, y los trabajos de mecanizado se centraron en la parte intermedia y de la entrada.

PROCEDIMIENTO:

El procedimiento demanda la adquisición de un Equipo de Mecanizado y Pulido de superficies, el mismo consta de un taladro eléctrico o neumático (rotaflex),

juego de cepillos para taladro, juego de piedras abrasivas, fresas de desbaste fino, lijas, limatones, WD-40, y guantes de nitrilo.

1. El primer paso es hacer un bosquejo del nuevo conducto con sus respectivas medidas, basado en el conducto ideal. Nuestra propuesta de diseño del conducto de admisión se enfoca a mejorar el flujo de la mezcla a revoluciones medias, debido a las limitaciones del banco de pruebas en su régimen de giro (5000 RPM), por lo que se sobredimensiona las medidas originales en la sección radial del conducto y se le da la forma cónica en la salida del conducto. Para agudizar el efecto venturi incrementando la velocidad de flujo de la mezcla, luego se mantiene una sección cilíndrica hasta la zona de ampliación del conducto en el codo. Al incrementar la velocidad del flujo, cuando la mezcla entra en la zona del codo la disminución de velocidad y presión estará compensada, ya que esta zona presenta mucha restricción.

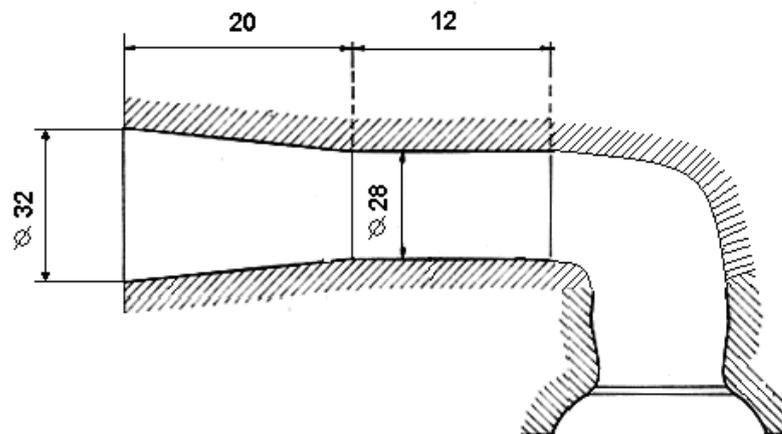


FIGURA 5.5 Bosquejo del Conducto de Admisión (Motor G10)

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

Nota: Las medidas de la figura 5.5 están expresadas en milímetros.

2. El dimensionamiento del bosquejo depende de la configuración del conducto de serie, el punto de partida son las medidas originales las mismas que se incrementan dependiendo del grado de preparación del

motor, es importante no comprometer la resistencia mecánica de los conductos, ya que pueden producirse filtraciones del refrigerante.

3. Paso seguido se fabrica unas plantillas en lámina metálica, con la forma del bosquejo anterior, para controlar el desbaste de material y la simetría en todos los conductos.

Nota: Con respecto a la simetría lo ideal sería la utilización del método CNC (Computer numericaly controlled), donde la computadora maneja un brazo robótico según las coordenadas generadas por el diseñador y el mecanizado queda perfectamente simétrico para cada conducto, la desventaja radica en su elevado costo.



FIGURA 5.6 Plantillas Metálicas

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

4. Se realiza una limpieza interna del conducto con un cepillo de alambre de cobre de taladro para eliminar los residuos de carbón acumulados.
5. Con un marcador permanente se traza el diámetro a mecanizar en la periferia del conducto en su parte externa, con el objetivo de orientarnos cuando empecemos el proceso de mecanizado.



FIGURA 5.7 Trazado del Diámetro Externo (Conducto de Admisión)

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

5. Se empieza desbastando con la fresa (fase 1), primero en la parte externa, para luego poco a poco ir penetrando en el conducto, con la plantilla metálica se debe ir haciendo un cuidadoso control, para ajustar la forma de la plantilla y evitar desbastar en exceso.



FIGURA 5.8 Mecanizado del Conducto de Admisión (Fase 1)

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

6. Con las piedras abrasivas (fase 2) se eliminan las rugosidades producidas por la fresa, en este paso es importante no desbastar más material, ya que lo único que se pretende es conseguir una superficie uniforme.

PREUCACIÓN: No sobrepasar la velocidad de giro especificada por el fabricante de las piedras abrasivas y cepillos, siempre se debe utilizar protección visual y auditiva (el ruido generado por el taladro llega a los 80 db).

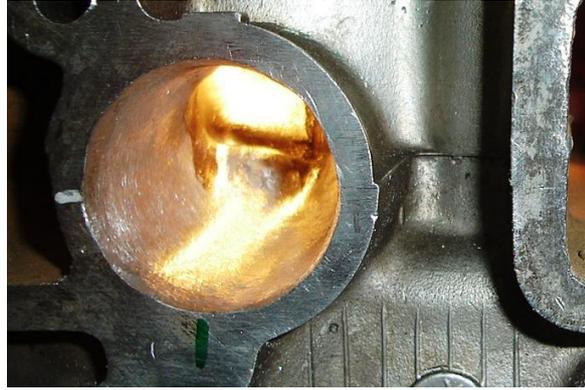


FIGURA 5.9 Mecanizado del Conducto de Admisión (Fase 2)

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

Nota: La fase 2 también se aplica a los codos del conducto con el objetivo de eliminar las rugosidades propias de la fundición de fábrica.

7. Se recorta el tubo de cobre de emulsión situado en el codo del conducto de admisión cerca al asiento de la válvula, para disminuir aun más las restricciones del flujo de la mezcla.



FIGURA 5.10 Tubo de Emulsión del Conducto de Admisión

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

8. Luego de recortar el conducto de emulsión se rellena el orificio mediante el proceso de reparación en frío, el mismo consiste en perforar y roscar el conducto, para insertar un espárrago de 5/32 con pega sellante, luego se da golpea con un martillo neumático para compactar la superficie y dejarla lo más uniforme posible.



FIGURA 5.11 Reparación en Frío del Conducto de Admisión

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

9. Se recorta el área de la guía de la válvula de admisión al ras, con una fresadora teniendo cuidado cuando se penetre la fresa para no mecanizar la superficie lindante del conducto.

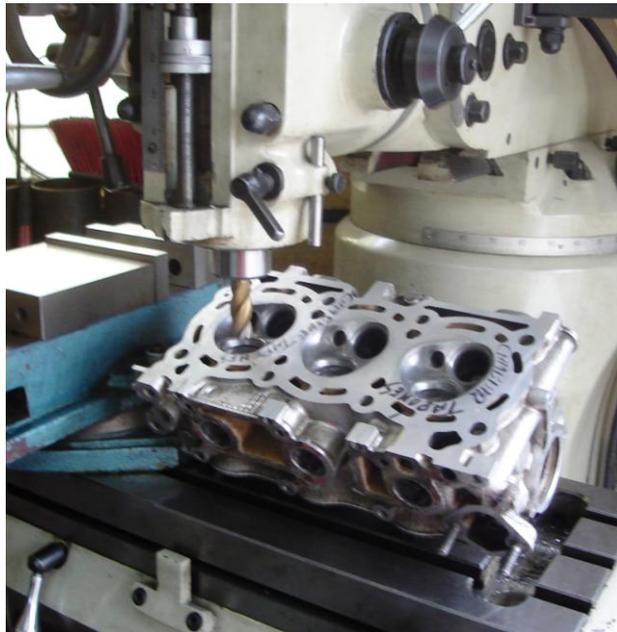


FIGURA 5.12 Recorte de las guías de las válvulas de Admisión

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

10. Después del mecanizado se realiza el afinado de las superficies utilizando lijas de agua del número 150/180/ y se rocía WD-40 mientras se afina para dar un buen acabado.
11. Después del mecanizado se realiza el pulido de las superficies utilizando lijas de agua del número 220/280/360 y se rocía WD-40 mientras se pule para dar un acabado de espejo.



FIGURA 5.13 Pulido del Conducto de Admisión (Acabado Final)

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

12. El tiempo empleado en la modificación es de 15 a 20 horas dependiendo de la habilidad.

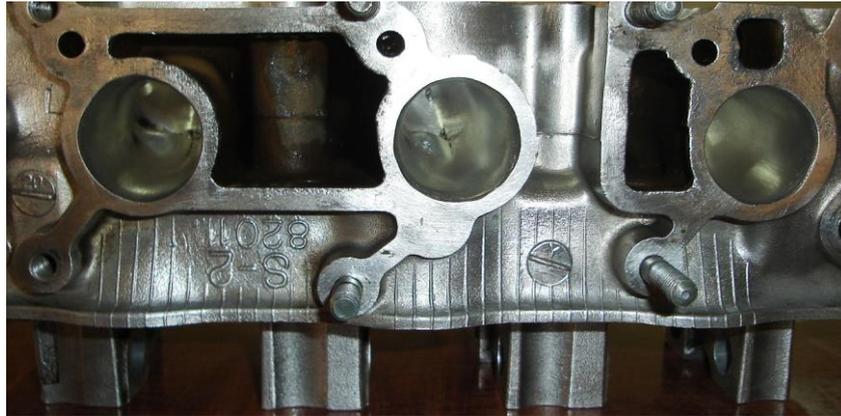


FIGURA 5.14 Conductos de Admisión (Acabado Final)

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

CONDUCTOS DE ESCAPE

Para el conducto de escape los trabajos de mejoramiento no son tan complicados, Los gases de por si salen a velocidades altas por lo que el trabajo está orientado a disminuir las restricciones para producir un mejor flujo laminar.

En la figura 5.15 tenemos un conducto ideal de escape en donde se destaca su forma cónica a partir de la salida de la válvula, esta característica ralentiza un poco a los gases a la salida evitando así la típica llamarada en forma de flama en la salida de los tubos de escape en los automóviles de competencia.

Nota: El dimencionamiento de todo el conducto de la figura 5.15 esta basado en el diámetro del asiento de la válvula, estos valores son netamente orientativos ya que en el motor de serie estos valores son diferentes.

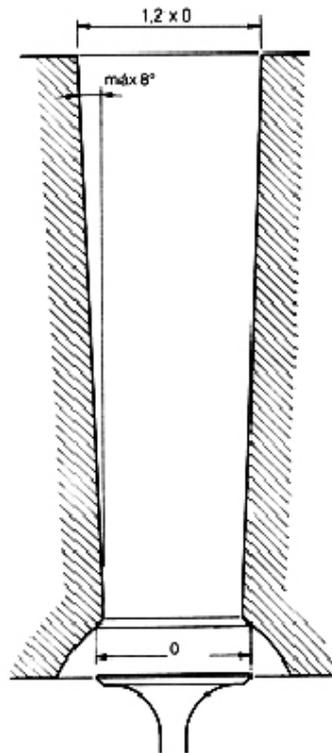


GRAFICO 5.15 Conducto Ideal de Escape

FUENTE: STEFANO GILLERI, Preparación de Motores Serie para Competición, Pag 164

El mismo razonamiento empleado en los conductos de admisión es aplicado en los de escape, razón por la cual no se realizó modificación alguna en el codo, y los trabajos de mecanizado se centraron en la parte intermedia y en la salida.

PROCEDIMIENTO:

El procedimiento requiere de un Equipo de Mecanizado y Pulido de superficies, el mismo consta de un taladro eléctrico o neumático (rotaflex), juego de cepillos para taladro, juego de piedras abrasivas, fresas de desbaste fino, lijas, limatones, WD-40, y guantes de nitrilo.

1. El primer paso es hacer un bosquejo del nuevo conducto con sus respectivas medidas, basado en el conducto ideal. Nuestra propuesta de diseño del conducto de escape se orienta a mejorar el flujo de la mezcla a revoluciones medias, debido a las limitaciones del banco de prueba en su régimen de giro (5000 RPM), por lo que se sobredimensiona las medidas originales en la sección rectangular del conducto y se le da la forma cónica en la salida del codo.

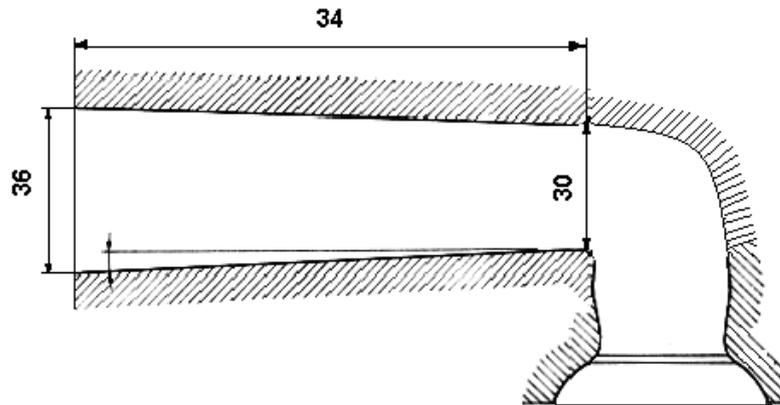


FIGURA 5.16 Bosquejo del Conducto de Escape – Vista lateral (Motor G10)

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

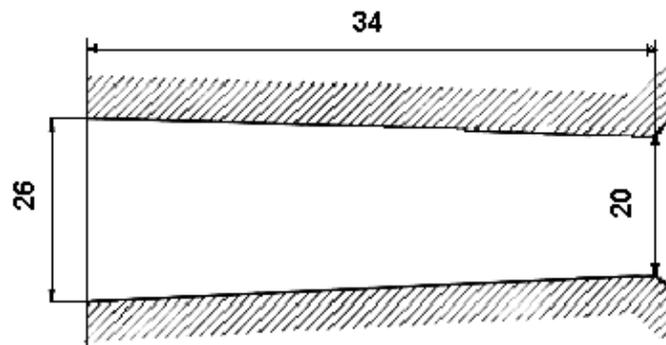


FIGURA 5.17 Bosquejo del Conducto de Escape – Vista superior (Motor G10)

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

Nota: Las medidas de las figuras 5.16 y 5.17 se expresan en milímetros.

2. El dimensionamiento del bosquejo depende de la configuración del conducto de serie, el punto de partida son las medidas originales las mismas que se incrementan dependiendo del grado de preparación del motor, es importante no comprometer la resistencia mecánica de los conductos, ya que pueden producirse filtraciones del refrigerante.

3. Paso seguido se fabrica unas plantillas en lámina metálica, con la forma del bosquejo anterior, para controlar el desbaste de material y la simetría en todos los conductos.
4. Se realiza una limpieza interna del conducto con un cepillo de alambre de cobre de taladro para eliminar los residuos de carbón acumulados.
5. Con un marcador permanente se traza el rectángulo a mecanizar en la periferia del conducto en su parte externa, con el objetivo de orientarnos cuando empecemos el proceso de mecanizado



FIGURA 5.18 Trazado del rectángulo Externo (Conducto de Escape)

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

6. Se empieza desbastando con la fresa (fase 1), primero en la parte externa, para luego poco a poco ir penetrando en el conducto, con la plantilla metálica se debe ir haciendo un cuidadoso control, para ajustar la forma de la plantilla y evitar desbastar en exceso.

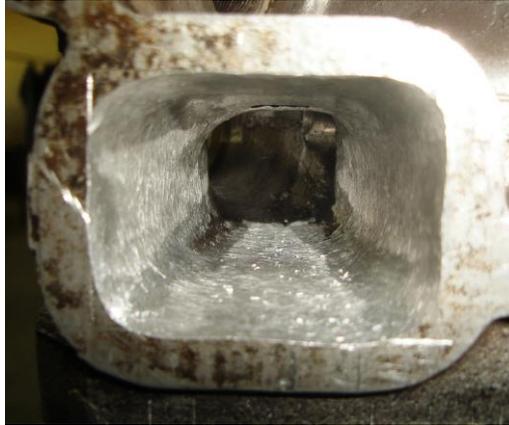


FIGURA 5.19 Mecanizado del Conducto de Escape (Fase 1)

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

Nota: Es importante en el momento del mecanizado de la protuberancia lateral del conducto de escape reforzar su parte interna insertando un espárrago internamente, para evitar filtraciones de refrigerante ya que esta zona queda muy debilitada al finalizar el mecanizado.



FIGURA 5.20 Espárrago interno de Refuerzo (Conducto de Escape)

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

7. Con las piedras abrasivas (fase 2) se eliminan las rugosidades producidas por la fresa, en este paso es importante no desbastar más material, ya que lo único que se pretende es conseguir una superficie uniforme.



FIGURA 5.21 Mecanizado del Conducto de Escape (Fase 2)

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

Nota: La fase 2 también se aplica a los codos del conducto con el objetivo de eliminar las rugosidades propias de la fundición de fábrica.

PREUCACIÓN: No sobrepasar la velocidad de giro especificada por el fabricante de las piedras abrasivas y cepillos, siempre se debe utilizar protección visual y auditiva (el ruido generado por el taladro llega a los 80 db).

Nota: El procedimiento de recorte de las guías en las válvulas de escape, no es recomendable, ya que la elevada carga térmica maltrataría la sección descubierta del vástago de la válvula y su refrigeración estaría comprometida.

8. Después del mecanizado se realiza el afinado de las superficies utilizando lijas de agua del número 150/180/ y se rocía WD-40 mientras se afina para dar un buen acabado.
9. Después del mecanizado se realiza el pulido de las superficies utilizando lijas de agua del número 220/280/360 y se rocía WD-40 mientras se pule para dar un acabado de espejo.

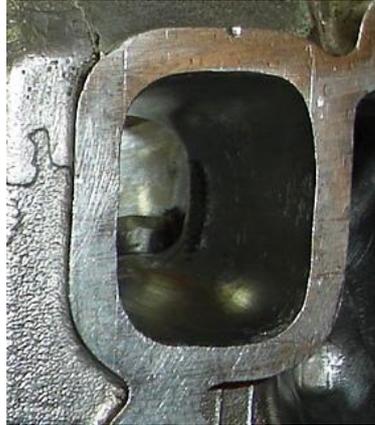


FIGURA 5.22 Pulido del Conducto de Escape (Acabado Final)

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

10. El tiempo empleado en la modificación es de 15 a 20 horas dependiendo de la habilidad.

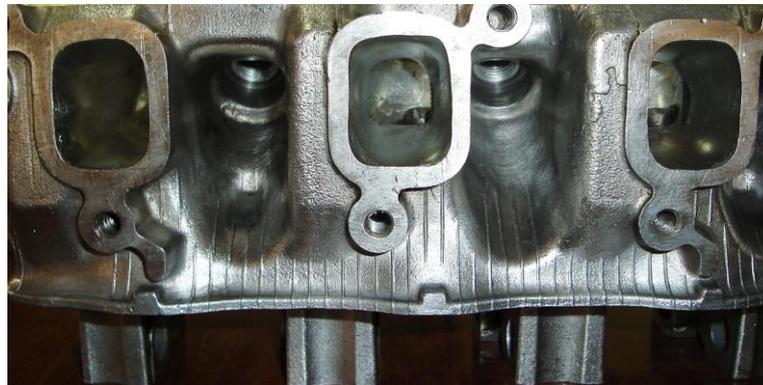


FIGURA 5.23 Conductos de Escape (Acabado Final)

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

Nota: Como procedimiento adicional se recomienda el reemplazo de los tapones obturadores del sistema de refrigeración ubicados en la parte superior del cabezote.

5.3.- PULIDO Y AFINACIÓN DE LA CÁMARA DE COMBUSTION

Esta operación se enfoca a dejar la superficie de la cámara lo más lisa posible, para evitar la formación de puntos calientes por acumulación de carbonilla o por bordes afilados, con la intención de evitar el preencendido de la mezcla aire/combustible.

PROCEDIMIENTO:

El procedimiento requiere de un taladro eléctrico o neumático (rotaflex), juego de cepillos para taladro, lijas, WD-40, y guantes de nitrilo.

1. Se realiza una limpieza de la cámara de combustión con un cepillo de alambre de cobre de taladro para eliminar los residuos de carbón acumulados.

PREUCACIÓN: No sobrepasar la velocidad de giro especificada por el fabricante en los cepillos, siempre se debe utilizar protección visual y auditiva (el ruido generado por el taladro llega a los 80 db).

2. Luego se realiza el afinado de las superficies utilizando lijas de agua del número 150/180/ y se rocía WD-40 mientras se afina para dar un buen acabado.
3. paso seguido se realiza el pulido de las superficies utilizando lijas de agua del número 220/280/360 y se rocía WD-40 mientras se pule para dar un acabado de espejo

Nota: Se debe evitar tanto en la limpieza como en el lijado rayar los asientos de las válvulas.



FIGURA 5.24 Cámaras de Combustión (Acabado Final)

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

5.4.-VERIFICACIÓN DE HOLGURAS PERMISIBLES

Es muy importante en un motor de competencia asegurarse que las tolerancias y juegos estén dentro de los parámetros establecidos por el fabricante, debido a que un motor de alto desempeño está sometido a mayores esfuerzos mecánicos y térmicos. Con este procedimiento garantizamos la fiabilidad del motor en la competencia.

En la tabla 5.1 se facilita el valor límite de pandeo antes del rectificado para la superficie plana del cabezote.

TABLA 5.1 LIMITE DE PANDEO (CABEZOTE)	
PULGADAS	MILIMETROS
0.002	0.05

FUENTE: HAYNES, Automotive Repair Manual Chevrolet Sprint & Geo Metro

Este valor debe encontrarse dentro de la tolerancia para la total hermetización del cilindro, caso contrario se procederá a su rectificado con la rectificadora de superficies planas.

5.5.- MONTAJE DEL CABEZOTE

Es de suma importancia la correcta instalación del cabezote y su empaque, para garantizar la hermetización y fiabilidad en el cilindro, razón por la cual en esta sección se proporciona el procedimiento adecuado.

PROCEDIMIENTO:

El procedimiento requiere de un taladro eléctrico o neumático (rotaflex), juego de cepillos para taladro, un torcómetro, y las especificaciones de ajuste del fabricante.

1. Se realiza una limpieza de la superficie tanto del cabezote como del bloque con un cepillo de alambre de cobre de taladro para eliminar los residuos de carbón acumulados.

PREUCACIÓN: No sobrepasar la velocidad de giro especificada por el fabricante en los cepillos, siempre se debe utilizar protección visual y auditiva (el ruido generado por el taladro llega a los 80 db).

2. Se verifica la limpieza de los conductos de agua y aceite así como las roscas de los pernos.
3. Se instala el empaque en el bloque con la señal TOP hacia arriba.

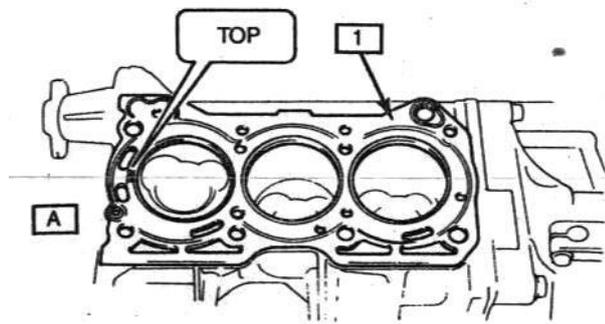


FIGURA 5.25 Disposición del Empaque del cabezote (Motor G10)

FUENTE: HAYNES, Automotive Repair Manual Chevrolet Sprint & Geo Metro

4. Se ajusta manualmente los pernos, luego con el torcómetro se ajusta a 1/3 del torque especificado por el fabricante (Anexo 4) según el orden mostrado en la figura 5.26.

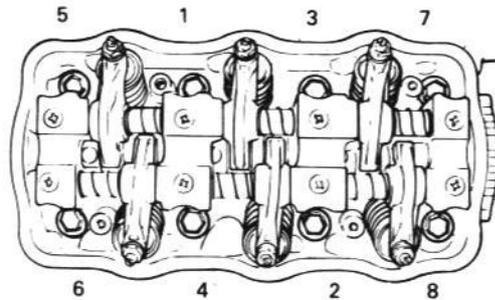


FIGURA 5.26 Secuencia de ajuste del cabezote (Motor G10)

FUENTE: HAYNES, Automotive Repair Manual Chevrolet Sprint & Geo Metro

5. Luego Manteniendo la misma secuencia se ajusta los pernos al valor máximo.
6. después de hacer trabajar el motor por 20 minutos se reajusta el cabezote con el motor frío. (aplica en cabezotes de aluminio)

Nota: En el desmontaje el orden de la secuencia del grafico 85 se la realiza en forma descendente.

Se recomienda el uso de empaques reforzados en los motores de alta relación de compresión para garantizar su total hermeticidad y fiabilidad debido a las elevadas temperaturas y presiones en la cámara de combustión. Estos empaques aparte del amianto con alma de acero, tienen una lámina de recubrimiento con baño de estaño, la cual se amolda perfectamente a la superficie del bloque y anillos de refuerzo en las perforaciones para cada cilindro.



FIGURA 5.27 Empaque de Cabezote Reforzado (motor G10)

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

Se debe verificar antes de la instalación que el empaque cumpla las características técnicas establecidas por el fabricante, respetando los detalles de la cámara de combustión, de refrigeración y lubricación, así como las perforaciones para los pernos de ajuste.

VI.- SISTEMA DE DISTRIBUCION

La configuración del sistema de distribución del motor G10 con el eje de levas en el cabezote (SOHC), minimiza los efectos de inercia que provocan las válvulas al actuar directamente sobre los balancines, lo cual beneficia el rendimiento del motor a altos regímenes de giro.



FIGURA 6.1 Sistema de Distribución (Motor G10)

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

En nuestro motor debido a las limitaciones del banco de pruebas en su régimen de giro (5000 RPM máximo), nuestros trabajos de modificación en el sistema de distribución se restringen a la selección, instalación y puesta a punto del eje de levas trucado. Con respecto al resto de elementos del sistema de distribución se conservo los originales del motor de serie, ya que los esfuerzos térmicos y mecánicos en este régimen de giro no comprometen su desenvolvimiento.

Nota: En motores en donde los regímenes de giro son elevados es indispensable la instalación de elementos de altas prestaciones en todo el sistema de distribución para evitar roturas por fatiga y la flotación de las válvulas²³.

6.1.- SELECCIÓN DEL EJE DE LEVAS

El eje de levas es el elemento que actúa más significativa sobre el rendimiento volumétrico del motor, ya que controla los momentos de apertura y cierre de las

²³ Estado nocivo causado por la sobre revolución del motor, que provoca que la válvula este en suspensión evitando que se cierre, debido a la inadecuada presión de los resortes de las válvulas.

válvulas. Por esta razón en los motores de competición se opta por la selección de ejes de levas con un mayor ángulo de acción y altura de empuje.

El ángulo de acción está relacionado con la duración de la apertura de las válvulas en función de la forma de los lóbulos de las levas. Para su análisis es necesaria la utilización del diagrama de la distribución, el mismo que expresa los momentos de apertura y cierre de las válvulas en grados en función del posicionamiento del pistón en el cilindro.

Los ángulos de adelanto y retraso tanto para la válvula de admisión - escape, dependen de las condiciones de operación del motor (Rally – Pista), una duración menor favorece el torque en bajas revoluciones, en cambio una duración mayor lo hace en altas revoluciones. Por lo tanto una buena solución para un régimen de giro de 5000 RPM resulta imperfecto para uno de 7000 RPM.

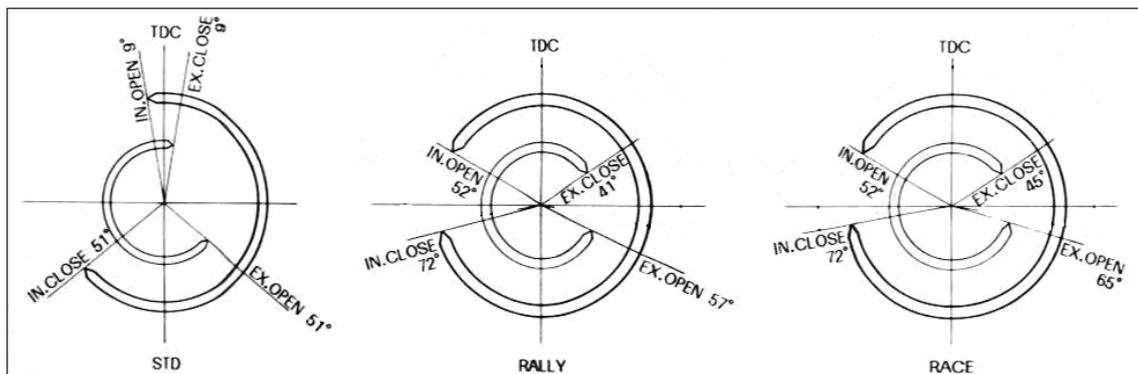


FIGURA 6.2 Comparación de los Diagramas de Distribución

FUENTE: TOYOTA COROLLA 1600 GT, Rally and racing sport parts.

Nota: Como norma estos ángulos están medidos a 0.050" (1.27 mm) del punto de ataque de la leva, más no en el instante en que comienza a atacar la leva. Permitiendo así la comparación entre ejes de levas de distintos fabricantes.

En la figura 6.3 se analiza el desempeño de un eje de levas para pista de un motor Toyota Corolla 1600 GT DOHC (grupo A) homologado para competencias, con un ángulo de acción de 304 grados para la admisión y 290 grados para el escape, el mismo tiene un rango efectivo a partir de las 2900 RPM hasta las 7600 RPM.

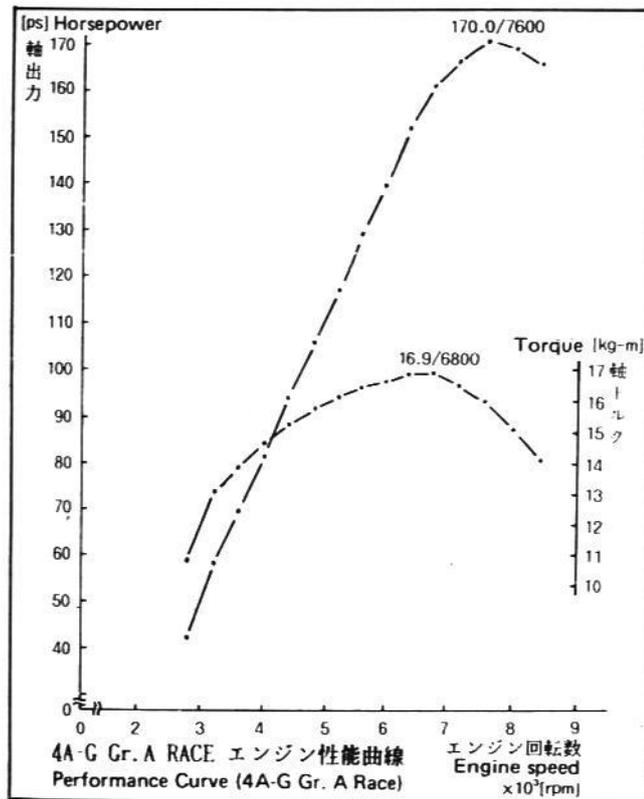


FIGURA 6.3 Curvas de Desempeño del Motor 1600 GT (Grupo A) con Eje de Levas de Pista.

FUENTE: TOYOTA COROLLA 1600 GT, Rally and racing sport parts

Por otro lado en la figura 6.4 tenemos el análisis de en eje de levas para pista de un motor Toyota Corolla 1600 GT DOHC (N2) de homologación japonesa para competencias, con un ángulo de acción de 320 grados para la admisión y 308 grados para el escape, el mismo que tiene un rango efectivo a partir de las 6000 RPM hasta las 9000 RPM.

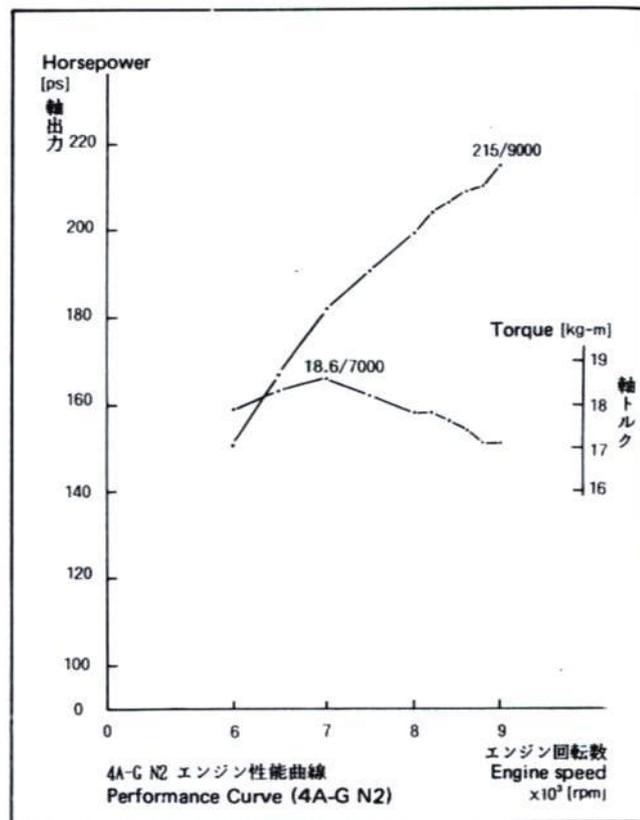


FIGURA 6.4 Curvas de Desempeño del Motor 1600 GT (N2) con Eje de Levas de Pista.

FUENTE: TOYOTA COROLLA 1600 GT, Rally and racing sport parts

Como puede observarse al instalar ejes de levas de altas prestaciones el incremento del rendimiento del motor es notable, pero a su vez se produce un desequilibrio en bajas revoluciones lo que provoca la inestabilidad del motor en ese régimen. Por esta razón en este tipo de motores la relación del diferencial es alta para dar una mejor salida al vehículo con el insuficiente torque que dispone a bajos regímenes

Nota: El incremento del ángulo de acción debe venir acompañado de un acrecentamiento de la relación de compresión para compensar la pérdida de la presión media efectiva al añadir un eje de levas de competencia (mayor traslape), recuperando así el torque en bajas revoluciones.

La altura de empuje determina el levantamiento máximo de la válvula siendo igual al actuar directamente o por multiplicación – desmultiplicación según sea la

relación en el brazo del balancín. En el trucaje de ejes de levas se opta por el aporte de material de relleno en los flancos y nariz o por el descentrado del eje al retirar material del círculo base para incrementar la alzada de la válvula, mejorando así el llenado del cilindro.

En nuestro motor G10 se utilizó un eje de levas 310 / 0.287", el primer valor expresa el ángulo de acción mientras que el segundo la altura de empuje. Al ser el sistema de distribución SOHC este valor es el mismo para las levas de admisión y escape. En comparación con el eje de levas estándar 230 / 0.216", el incremento en el rendimiento del motor será evidente.



FIGURA 6.5 Eje de Levas Trucado (Motor G10)

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

6.2.- PUESTA A PUNTO DE LA DISTRIBUCIÓN

6.2.1.- ELECCIÓN DEL EJE DE LEVAS

Lo ideal es la elección del eje de levas de una empresa especializada en el área como ISKENDERIAN, ya que esta suministra toda la información necesaria para

su instalación y puesta a punto, con lo cual nos ahorramos mucho trabajo. La información proporcionada es similar a la figura 6.6.



FIGURA 6.6 Especificaciones del Eje de Levas (Iskenderian)

FUENTE: www.lskyrcingcams.com

Como puede observarse los valores de los ángulos de adelanto y retraso tanto para la admisión y escape vienen especificados, así como las calibraciones de los juegos de válvulas.

Con esta información se puede instalar el eje de levas para sacarle el mayor rendimiento posible al motor.

En nuestro medio lamentablemente no contamos con esta información, ya que nuestros proveedores colombianos no la suministran, para lo cual tenemos que obtener nuestros propios ángulos de adelanto y retraso para encontrar el punto de mayor rendimiento del motor.

Nota: En la actualidad los fabricantes trabajan la modificación de las levas en los puntos originales de la distribución, con lo cual en teoría se debería instalar en aquellos puntos sin modificación alguna, pero esto no es la realidad ya que hay diversos factores que inciden enormemente en los ángulos. Solo un ligero juego de la banda puede llegar a retardar el tiempo en 4 grados, a lo cual se le puede sumar errores en la manufactura, etc.

6.2.2.- OBTENCIÓN DE ANGULOS

En este proceso lo que se busca es obtener los ángulos de adelanto y retraso tanto en la admisión como en el escape, cabe anotar que este proceso no es 100% exacto, más bien es orientativo el cual nos sirve como punto de partida para llegar a obtener la correcta puesta a punto del eje de levas, esto se debe a que tenemos factores que inciden en los errores de medición como el desgaste de los elementos y errores de paralelaje.

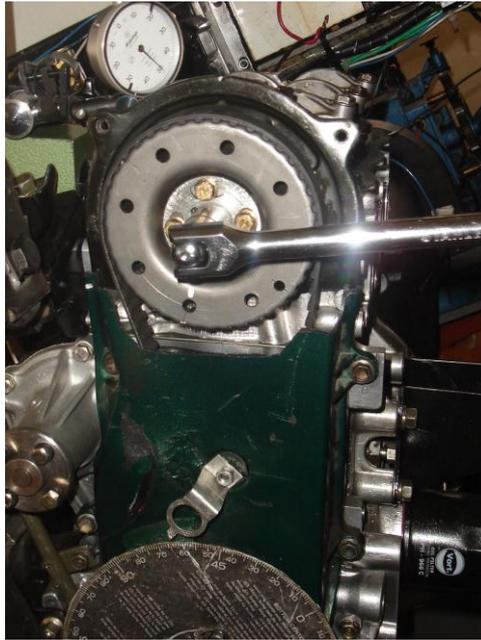


FIGURA 6.7 Obtención de Ángulos (Motor G10)

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

PROCEDIMIENTO:

El procedimiento requiere de un reloj palpador con su respectiva extensión, un puntero, una palanca y un disco graduado.

- 1) Se coloca el primer pistón en el PMS verificando que las señales suministradas por el fabricante coincidan con las respectivas poleas del cigüeñal y eje de levas.
- 2) Se instala el disco graduado en el cigüeñal haciendo coincidir el cero del TOP CENTER del disco graduado con la señal original de la polea del cigüeñal, se recomienda el disco graduado suministrado por ISKENDERIAN ya que este tiene las señales de TOP CENTER y BOTTON CENTER, estas señales ayudan en la toma de los ángulos y evita la confusión.

Paso seguido se instala un puntero fijo que apunte al cero del TOP CENTER del disco graduado, el mismo que sirve como referencia para las mediciones.

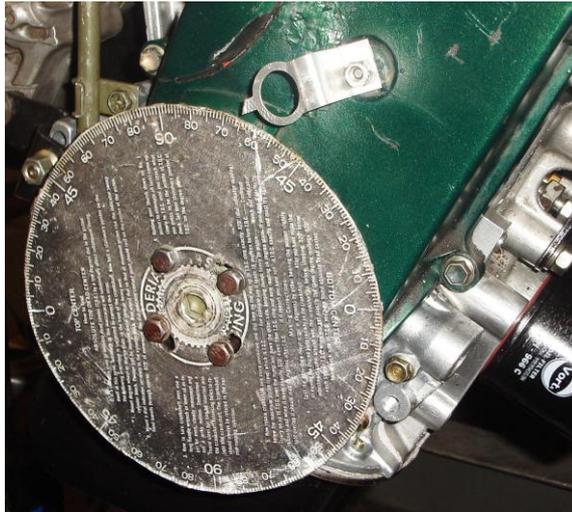


FIGURA 6.8 Instalación del Disco Graduado (Motor G10)

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

- 3) En la toma de ángulos se comienza con una calibración del juego de válvulas cero, estas calibraciones van a ser nuestro punto de partida para determinar el ángulo en el que se va encontrar el punto central de la leva.
- 4) Luego de la calibración del juego de válvulas se instala el reloj palpador en el platillo del resorte de la válvula (sistema con balancines) o en el propulsor, en este punto donde se encuentran las válvulas cerradas se da una precarga al palpador de 0.50 mm.



FIGURA 6.9 Instalación del Reloj Palpador (Motor G10)

Nota: No se recomienda la instalación del palpador en el balancín ya que los desgastes de sus superficies de contacto, ejes, etc. Producen errores en la medición.

5) El siguiente paso es girar el cigüeñal en sentido horario, e ir verificando los ángulos de adelanto a la apertura de admisión - escape y los ángulos de retraso al cierre de admisión - escape, AAA - AAE - RCA - RCE respectivamente, para este proceso es importante ir observando el comportamiento de la leva, para guiarse en el ángulo que se va a tomar. Con un disco graduado ISKENDERIAN es fácil guiarse, el procedimiento es el siguiente:

- Para la medición del AAA se toma el TOP CENTER como referencia y se mide el ángulo en sentido antihorario con respecto al puntero fijo.
- Para la medición del RCA se toma el BOTTON CENTER como referencia y se mide el ángulo en sentido horario con respecto al puntero fijo.
- Para la medición del AAE se toma el BOTTON CENTER como referencia y se mide el ángulo en sentido antihorario con respecto al puntero fijo.
- Para la medición del RCE se toma el TOP CENTER como referencia y se mide el ángulo en sentido horario con respecto al puntero fijo.

6) Posteriormente se debe hacer el diagrama de adelantos y retrasos de las válvulas, este es similar al mostrado en la figura 6.10.

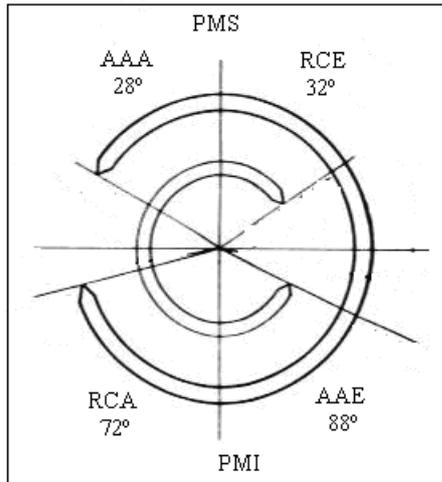


Figura 6.10 Diagrama de Ángulos de Adelanto y Retraso
(Admisión – Escape)

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

- 7) Paso seguido se encuentra el ángulo del punto central de la leva (PC). Para lo cual se obtiene el ángulo total de apertura de la válvula de admisión, este es igual a la suma del AAA + RCA + 180°, en nuestro ejemplo es 280°, luego este ángulo se divide para 2 lo que nos da 140° y a este valor se le resta el AAA lo que nos da 112° este valor final es el ángulo del punto central de la leva (PC) para la válvula de admisión.

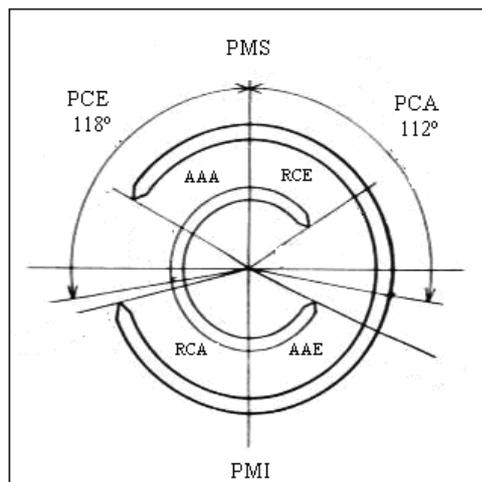


FIGURA 6.11 Diagrama del Angulo del Punto central de leva
(Admisión – Escape)

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

Nota: En los motores con un solo eje de levas (SOHC) con la obtención del ángulo del punto central de la leva para la válvula de admisión es suficiente, ya que el escape se sincroniza automáticamente, en cambio en los motores con doble eje de levas (DOHC) el proceso es por separado. Para lo cual hay que sacar el ángulo del punto central de la leva (PC) para la válvula de escape, el mismo que es la suma del AAE + RCE +180, a esta resultante se la divide para 2 y este nuevo valor se le resta el RCE.

- 8) El paso siguiente es señalar el punto central de la leva en la polea del eje de levas, para lo cual se hace que el punto central del lóbulo de la leva ataque al balancín por ende la válvula va a estar completamente abierta, en este punto se coloca el reloj palpador sobre el platillo del resorte de la válvula con una precarga de 0.50 mm, se gira el cigüeñal en sentido horario y se hace una señal en la polea cuando marque 0 mm, después se gira el cigüeñal en sentido antihorario hasta que marque otra vez 0 mm y se señala, el punto central de la leva se va a encontrar entre los dos puntos anteriormente descritos.
- 9) A continuación se hace girar al cigüeñal desde el PMS en admisión los 112^a del ángulo del punto central de la leva (PC) para la válvula de admisión, el mismo debe coincidir con la marca del eje de levas hecha anteriormente, si no es así se debe mover el eje de levas en la polea regulable hasta que sincronice con el punto anteriormente dicho.

VII.- SISTEMA DE ALIMENTACION

El sistema de alimentación del Motor G10 esta constituido de un carburador AISAN de flujo descendente de doble cuerpo, una bomba de mecánica de combustible, y su respectivo depósito de combustible, como en todo sistema de carburación de serie se orienta al control de las emisiones contaminantes y del consumo de combustible, limitando así el flujo de aire – combustible, la respuesta de la aceleración, la velocidad máxima y por ende el rendimiento del motor.

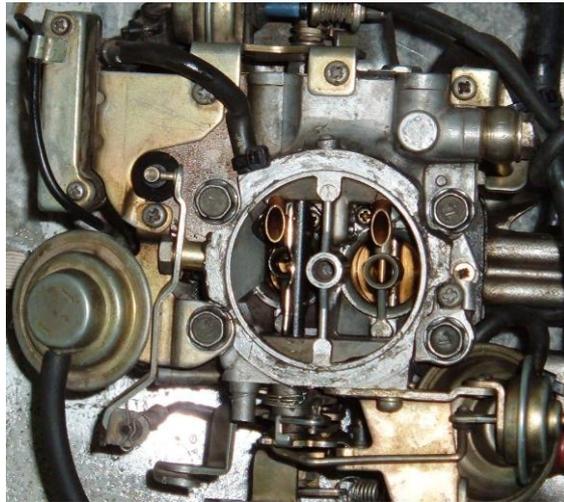


FIGURA 7.1 Carburador AISAN (Motor G10)

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

En este estudio comparativo el control de las condiciones de prueba fue primordial para que los resultados sean lo más perceptibles posibles, evitando así la desviación del objetivo principal. Razón por la cual todas las pruebas se realizaron con el carburador de serie. A demás la alimentación de combustible al sistema fue por gravedad debido a la característica constructiva del banco de pruebas.

La mejora más común en este tipo de motor es la instalación de carburadores independientes para cada cilindro, con lo que se asegura la misma dosificación de mezcla aire - combustible en cada uno de los cilindros, mejorando así el rendimiento para cada cilindro.

Otra opción es la utilización de un sistema de inyección electrónica programable, mediante la cual se puede calibrar la dosificación de combustible dependiendo de las condiciones de operación del motor, incrementando así radicalmente el rendimiento del motor.

Nota: En el Anexo 5 se revelan las curvas de desempeño resultantes de una prueba adicional, en la que se utilizó carburadores independientes para obtener los respectivos datos aplicados al motor G10. Esta prueba se desvincula de las otras debido a que las condiciones de prueba no son iguales.



FIGURA 7.2 Carburadores Independientes (Motor G10)

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

Nota: En los conductos del múltiple de admisión, se realizan los mismos trabajos de modificación hechos en los conductos de admisión del cabezote para que encajen perfectamente.

VIII.- SISTEMA DE ESCAPE

El conjunto del sistema de escape del motor G10 esta conformado por un múltiple, un silenciador primario y un silenciador secundario, los mismos que están unidos entre si por medio de bridas. Como en todo sistema de escape de serie se orienta al control del nivel de sonido y de las emisiones contaminantes, provocando como es lógico restricciones para la salida de los gases de escape.



FIGURA 8.1 Múltiple de Escape (Motor G10)

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

El trabajo de modificación del sistema de escape se enfoco al cálculo y construcción del header²⁴.

El header permite una rápida evacuación de los gases combustionados, y por ende el rápido ingreso de la mezcla aire – combustible hacia los cilindros, mejorando la respiración del motor lo que conlleva al incremento del rendimiento del motor.

8.1.- CÁLCULO DEL HEADER

Para obtener el máximo rendimiento del motor es imperativo que el header se calcule considerando el diámetro - longitud del tubo primario, el diámetro del tubo secundario y la curva de inclinación. En la figura 8.2 se representa el conjunto del

²⁴ Sistema de escape con salidas individuales para cada cilindro.

sistema del header donde tenemos en **1** El conducto de escape del cabezote, **2** El tubo primario y en **3** El tubo secundario.

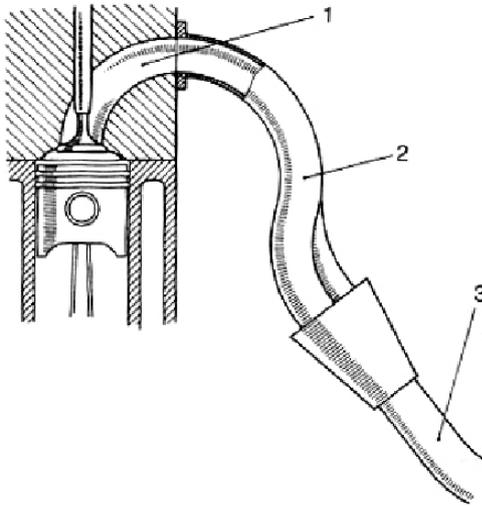


FIGURA 8.2 Conjunto del Sistema del Header

FUENTE: STEFANO GILLERI, Preparación de Motores Serie para Competición, Pag 241

8.1.1.- LONGITUD DEL TUBO PRIMARIO.

Para obtener el valor de la longitud del tubo primario aplicamos la siguiente fórmula, que se basa en los datos elementales del motor.

$$L_p = \frac{13.000 \times P_{esc}}{RPM \times 6} \text{ [cm]}$$

Donde:

L_p = Longitud del tubo primario.

P_{esc} = Permanencia de apertura en escape.

RPM = Numero de revoluciones por minuto.

Nota: El proceso del cálculo esta en función de las fórmulas generales de la sección de constantes, variables y fórmulas (capítulo II).

PROCEDIMIENTO:

6. El primer paso es obtener el valor en grados de la permanencia de la apertura en escape, el mismo que es igual a la suma del AAE + RCE + 180° , con lo que tenemos 314° para el eje de levas trucado del motor G10.
7. Seleccionamos el número de revoluciones del motor el mismo que esta en función de la potencia máxima, en nuestro caso consideramos el valor de 5000 RPM debido a las limitaciones del banco de pruebas en su régimen de giro (5000 RPM máximo).
8. Seguidamente sustituimos los valores en la fórmula y obtenemos el valor de la longitud del tubo primario, en nuestro caso es de 134.3 cm el mismo que aplica para cada uno de los tubos primarios.
9. Obtenemos el valor corregido de la longitud del tubo primario el mismo que es 124.8 cm al restar la longitud del conducto de escape en el cabezote (9.5 cm).

Nota: El valor de la longitud del tubo primario se refiere a la distancia desde la misma válvula, por lo que se debe descontar la longitud del conducto de escape en el cabezote.

8.1.2.- DIAMETRO DEL TUBO PRIMARIO

Para obtener el valor del diámetro del tubo primario aplicamos la siguiente fórmula, la misma que esta en función del valor anteriormente obtenido.

$$D_p = 2 \times \sqrt{\frac{C_u \times 2}{L_p \times \pi}} \quad [\text{cm}]$$

Donde:

- D_p = Diámetro del tubo primario.
- C_u = Cilindrada unitaria.
- L_p = Longitud del tubo primario.

PROCEDIMIENTO:

1. Determinamos la cilindrada unitaria de motor en función del diámetro del cilindro y la carrera, en nuestro motor es de 340.33 cm³.
2. Seguidamente sustituimos los valores en la fórmula y obtenemos el valor del diámetro del tubo primario, en nuestro caso es de 2.6 cm el mismo que aplica para cada uno de los tubos primarios.

Nota: Este valor de diámetro aplica para tubos rectos, razón por la cual se debe añadir a este diámetro un 10% más de la cifra indicada para que sea aplicable en tubos curvados.

3. Obtenemos el valor corregido del diámetro del tubo primario el mismo que es 2.86 cm al sumar el 10% mas de su valor original (0.26 cm).

8.1.3.- DIAMETRO DEL TUBO SECUNDARIO

El cálculo del diámetro del tubo secundario se asemeja al anterior con la diferencia de que se utiliza la cilindrada total del motor por lo que aplicamos la siguiente fórmula.

$$D_s = 2 \times \sqrt{\frac{C_t}{L_p \times \pi}} \quad [\text{cm}]$$

Donde:

D_s = Diámetro del tubo secundario.

C_t = Cilindrada total.

L_p = Longitud del tubo primario.

PROCEDIMIENTO:

1. Determinamos la cilindrada total de motor en función del diámetro del cilindro, la carrera y el número de cilindros en nuestro motor es de 1021 cm^3 .
2. Seguidamente sustituimos los valores en la fórmula y obtenemos el valor del diámetro del tubo secundario, en nuestro caso es de 3.2 cm.

8.2.- CONSTRUCCIÓN DEL HEADER

Luego de realizar todos los cálculos correspondientes el siguiente paso es construir el header, para lo cual se debe considerar la disponibilidad de espacio en el habitáculo del motor.



FIGURA 8.3 Header (Motor G10)

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

PROCEDIMIENTO:

El procedimiento demanda de un Equipo de suelda, una cortadora de plasma, una dobladora de tubos, un taladro eléctrico, brocas, y limatones.

1. Con una lámina de metal se fabrica la plantilla de la placa soporte para los tubos primarios, con todos los detalles de la superficie de contacto del cabezote.
2. Se mecaniza una platina de 8mm de espesor con la forma de la plantilla anterior, en este paso utilizamos la cortadora de plasma para recortar el contorno y parte de los orificios de los conductos, acelerando así el proceso y evitando el pandeo la platina, ya que la adición de calor a la superficie es mucho menor que con otros procesos de corte.
3. Con la fresa de desbaste fino y las piedras abrasivas para taladro perfilamos el contorno y los orificios de los conductos, para ajustar sus dimensiones. Paso seguido con un limatón damos el acabado final.
4. Con una broca de 8 mm practicamos las perforaciones para los pernos de sujeción sobre la placa soporte.
5. Con una barrilla de alambre delgado a manera de plantilla damos la forma del tubo primario con su respectiva curvatura, en función del espacio disponible. El proceso se repite para cada tubo primario.

Nota: Se debe procurar que las curvas sean amplias y que las longitudes en los tubos primarios sean iguales.

6. El siguiente paso es dar la curvatura a cada tubo primario en la dobladora basado en la forma de la plantilla anterior.

7. Mediante el proceso de suelda se unen los tubos primarios con la placa soporte.
8. En el otro extremo por medio del proceso de suelda se empatan los tres tubos con una lámina metálica para formar una pequeña cámara de expansión, la misma que sirve de acople para el tubo secundario.
9. Se recubre todo el conjunto con pintura especial para alta temperatura evitando así su corrosión.

IX.- SISTEMA DE ENCENDIDO

El sistema de encendido del Motor G10 esta constituido por un distribuidor, un módulo electrónico con bobina captadora, una bobina de encendido (28.000 voltios), cables de alta tensión (7 mm), y bujías BPR6ES (NGK).



FIGURA 9.1 Sistema de Encendido (Motor G10)

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

El trabajo de modificación del sistema de encendido esta enfocado a la instalación de elementos de altas prestaciones como un modulo de encendido MSD, una bobina de encendido MSD blaster ss (45.000 voltios), cables de alta tensión (8 mm) y bujías de platino bosch WR8DP.

Con la instalación de estos elementos de altas prestaciones se logra que en cada etapa de la aceleración el motor obtenga el mayor rendimiento posible, al conseguir una combustión de la mezcla aire – gasolina más eficiente.



FIGURA 9.2 Sistema de Encendido de Altas Prestaciones

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

9.1.- MODULO DE ENCENDIDO MSD 6BTM

Los módulos MSD de encendido trabajan en dos etapas, la primera etapa es en regimenes de giro bajos en donde emiten chispas múltiples hacia las bujías durante la rotación del cigüeñal, y la segunda etapa es en altos regímenes de giro en donde como es lógico no hay suficiente tiempo para apagar y encender la chispa por lo que en esta etapa se genera una chispa de larga duración (20° de rotación del cigüeñal), asegurando así una completa combustión de la mezcla aire – combustible en la cámara de combustión en función de la condición de operación del motor.



FIGURA 9.3 Modulo de Encendido MSD 6BTM

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

Nota: El modelo MSD 6BTM tiene opciones adicionales de limitación de revoluciones, retardación de encendido así como una salida anexal para el tacómetro.

INSTALACION:

En la figura 9.4 tenemos el diagrama de conexiones detallado, el mismo que aplica en función del tipo de modulo y sistema de captación.

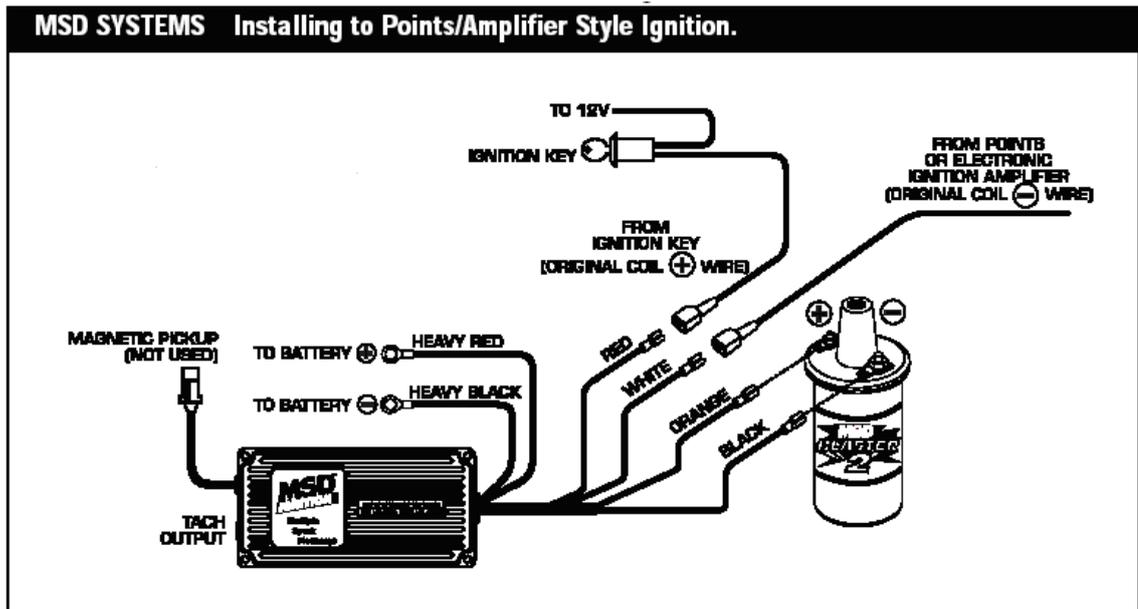


FIGURA 9.4 Diagrama de Conexiones Modulo MSD 6BTM

FUENTE: www.msdisignitions.com

1. El primer paso es identificar el cableado de entrada - salida en el modulo de encendido del sistema original, en nuestro motor G10 tenemos una entrada que viene desde el interruptor de encendido y una salida que llega al negativo de la bobina.
2. Paso seguido conectamos el cable ROJO (RED) del modulo MSD a la línea de 12 voltios que sale del interruptor de encendido, y la salida del módulo original con el cable BLANCO (WHITE) del modulo MSD.
3. Conectamos los cables de alimentación del modulo MSD directo hacia los bornes de la batería, para el borne positivo el cable de alimentación ROJO (HEAVY RED) y para el borne negativo el cable de alimentación NEGRO (HEAVY BLACK).

4. Finalmente se conecta el cable NARANJA (ORANGE) al borne positivo de la bobina de encendido, y el cable NEGRO (BLACK) al borne negativo de la bobina de encendido.

9.2.- BOBINA DE ENCENDIDO MSD BLASTER SS

La bobina de encendido MSD blaster ss es una bobina de gran rendimiento y alto voltaje (45.000 Voltios), es el complemento ideal del modulo MSD, al permitir una chispa más potente que favorece a la combustión de la mezcla aire – combustible, este alto voltaje permite romper con mayor facilidad la resistencia a la circulación de la corriente producida por el aire entre los electrodos de las bujías, por lo que se puede separar más la distancia entre los electrodos produciendo una chispa más larga.

En este tipo de bobinas la recuperación después de cada disparo es más rápida, por lo que su rendimiento en altas revoluciones es mejor (mayor número de chispas por minuto).



FIGURA 9.5 Bobina de Encendido MSD Blaster SS

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

9.3.- CABLES DE ALTA TENSIÓN MALLORY – SPRINT 8 MM

Los cables de alta tensión mallory – sprint de 8 mm con recubrimiento de silicona mejoran el flujo de corriente que suministra la bobina de encendido al poseer mayor conductividad, tienen una mayor resistencia a la temperatura y sus propiedades de aislamiento son elevadas, lo que evita fugas de corriente

garantizando la hermeticidad del sistema. Otra característica es la reducción de las interferencias electromagnéticas en los componentes electrónicos.



FIGURA 9.6 Cables de Alta Tensión Mallory – Sprint 8mm

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

9.4.- BUJIAS DE PLATINO BOSCH WR8DP

Las bujías de platino Bosch WR8DP optimizan la propagación del frente de llama para la inflamación haciendo que el acceso de la chispa hacia la mezcla aire – combustible sea más eficiente, mejorando así respuesta ante mezclas pobres poco conductivas.

El alto porcentaje de platino en su electrodo central (99.9%) lo hace más resistente al desgaste garantizando su durabilidad a largo plazo.

Nota: Su grado térmico frío es ideal para motores con alta relación de compresión.



FIGURA 9.7 Bujías de Platino Bosch WR8DP

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

Nota: En términos generales un avance o retraso excesivo en la puesta a punto de la distribución eleva el consumo de combustible y disminuye la potencia del motor, pero además el adelanto produce sobrecargas en las partes móviles, y el retraso produce un calentamiento excesivo de las mismas. Por esta razón la puesta a punto debe ser correcta. Se considera que por cada 1000 mts de altura de debe sumar 2 grados al ángulo de avance del encendido establecido por el fabricante a nivel del mar.

X.- PRUEBAS DEL MOTOR TRUCADO EN CADA PROCESO

10.1.- PRUEBA DEL MOTOR TRUCADO (ETAPA 2)

Las pruebas del motor se han clasificado en etapas, las mismas que dependen del grado de trucaje del motor, la ETAPA 2 corresponde al trucaje del $\frac{3}{4}$ del motor en forma individual.

TABLA 10.1 CONDICIONES DE PRUEBA (ETAPA 2)

ACELERACIÓN	100%
VELOCIDAD	VARIABLE
VOLUMEN DE PRUEBA	50 cm ³
CAJA DE AIRE (BANCO)	INSTALADA
TEMPERATURA AMBIENTE	24°C
TIPO DE COMBUSTIBLE	GASOLINA SUPER CORRIENTE
CABEZOTE	RELACIÓN DE COMPRESIÓN: 9.5 :1
BLOQUE (3/4)	DIÁMETRO CILINDRO: 75 mm (+1 mm)
SIST. ESCAPE	ESTANDAR
TIPO DE CARBURADOR	ESTANDAR (AISIN)
SHYGLOR BAJAS	100
SHYGLOR ALTAS	120
BUJÍAS	NGK BKR5E
CALIBRACION BUJÍAS	0.7 mm
CABLES DE BUJÍAS	STD
TIPO DE BOBINA	ESTANDAR (BOSCH 28.000 v)
CALIBRACIÓN VÁLVULA DE ADMISION	0.20 mm (0.008")
CALIBRACIÓN VÁLVULA DE ESCAPE	0.25 mm (0.010")
COMPRESION CILINDROS (1/2/3) PSI	150/150/150
ÁNGULO DE AVANCE AL ENCENDIDO	8 GRADOS
TIPO DE ALIMENTACIÓN DE COMBUSTIBLE	POR GRAVEDAD
EMPAQUE CABEZOTE	ESTANDAR
VOLUMEN CÁMARA DE COMBUSTIÓN	40 cc
EJE DE LEVAS	ESTANDAR 230 / 0.216"
CILINDRADA TOTAL	1021 cc

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

TABLA 10.2 DATOS PRIMARIOS (ETAPA 2)

RPM	TORQUE (N-m)	TIEMPO CONSUMO VOLUMEN DE PRUEBA (seg)	h0 (mmH2o)	TEMPERATURA REFRIGERACION		°T ESCAPE (°C)
				ENTRADA (°C)	SALIDA (°C)	
1200	40	54,48	1,50	25	74	420
1500	42	47,89	1,50	28	76	420
1800	41	36,64	2,50	42	78	460
2100	41	32,90	3,50	44	78	520
2400	38	24,83	6,00	46	76	600
2700	39	20,43	6,50	48	78	660
3000	40	17,98	8,00	50	76	660
3300	45	16,81	10,0	52	74	660
3600	46	14,86	12,0	56	76	700
3900	44	14,42	13,5	60	78	700
4200	43	13,81	14,5	62	78	680
4500	40	13,45	15,5	52	74	700
5000	39	13,42	17,5	52	72	700

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

TABLA 10.3 DATOS RESULTANTES (ETAPA 2)

RPM	Pf (W)	Pf (hP)	PMEF (KN/m ²)	ma (Kgr/h)	mc (Kgr/h)
1200	4188,7902	5,615000275	505946,4519	13,44886288	2,450220264
1500	5277,87566	7,074900346	531243,7745	13,44886288	2,787387764
1800	6440,26494	8,633062922	518595,1132	17,36240731	3,643231441
2100	7728,31793	10,35967551	518595,1132	20,54347738	4,057386018
2400	8356,63646	11,20192555	480649,1293	26,89772575	5,376077326
2700	9801,76908	13,13910064	493297,7906	27,99604058	6,533920705
3000	11309,7336	15,16050074	505946,4519	31,05881841	7,424249166
3300	14137,1669	18,95062593	569189,7584	34,72481463	7,940987507
3600	15896,4588	21,30892604	581838,4197	38,03912855	8,983041723
3900	16587,6092	22,23540109	556541,0971	40,34658863	9,257142857
4200	17561,5029	23,54088865	543892,4358	41,81421396	9,666039102
4500	17592,9189	23,58300115	505946,4519	43,23204557	9,924758364
5000	18378,317	24,6358137	493297,7906	45,93661192	9,946944858

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

DATOS RESULTANTES (continuación)

RPM	η_t (%)	η_v (%)	CEC (Kg/KW-h)	VD (m ³ /seg)	A/C
1200	8,954074071	51,27625964	0,584947	0,008279118	10,91632867
1500	9,917425939	42,73021637	0,528126834	0,009934941	9,595869681
1800	9,258788706	44,1315777	0,565695895	0,012418676	9,478057609
2100	9,976444591	43,51432244	0,525002472	0,014902412	10,0698684
2400	8,141477057	48,83453299	0,643330286	0,017386147	9,950530139
2700	7,857199997	44,47501928	0,666606268	0,019869882	8,52155634
3000	7,978790012	43,85831453	0,656447752	0,022353618	8,320100181
3300	9,324489718	44,1315777	0,561709962	0,024837353	8,696842162
3600	9,268600715	43,94883746	0,565097033	0,027321088	8,421768654
3900	9,385210765	42,73021637	0,558075774	0,029804824	8,668142042
4200	9,51591017	40,8780436	0,550410699	0,032288559	8,603428512
4500	9,284428126	39,2452651	0,564133697	0,034772294	8,663273158
5000	9,677278264	38,92039319	0,54123263	0,037256029	9,184709293

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

10.1.1.- CURVAS DE DESEMPEÑO DEL MOTOR TRUCADO (ETAPA 2)

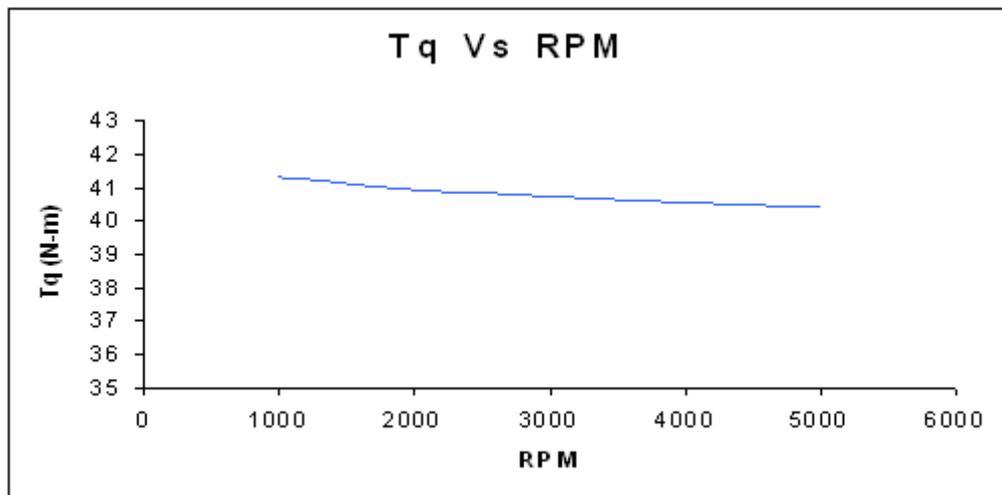


FIGURA 10.1 TORQUE (ETAPA 2)

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

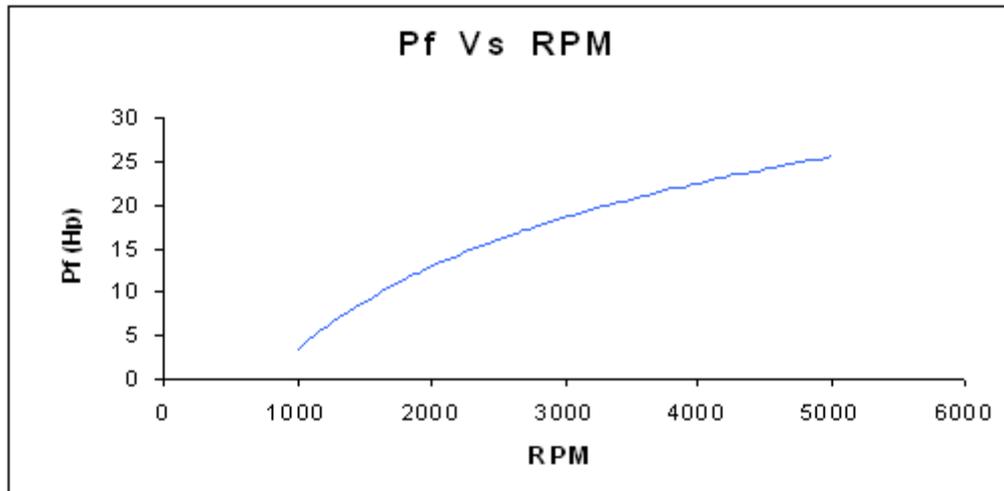


FIGURA 10.2 POTENCIA AL FRENO (ETAPA 2)

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

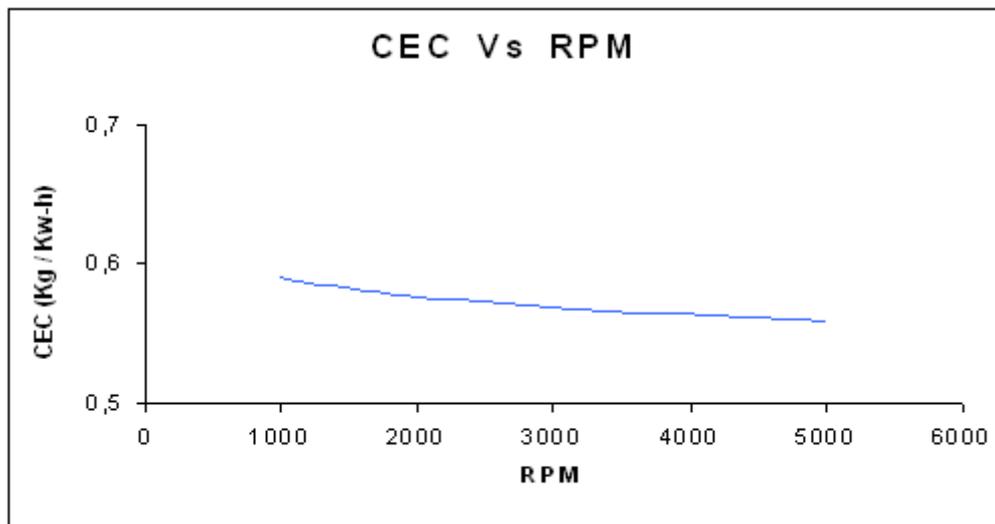


FIGURA 10.3 CONSUMO ESPECÍFICO DE COMBUSTIBLE (ETAPA 2)

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

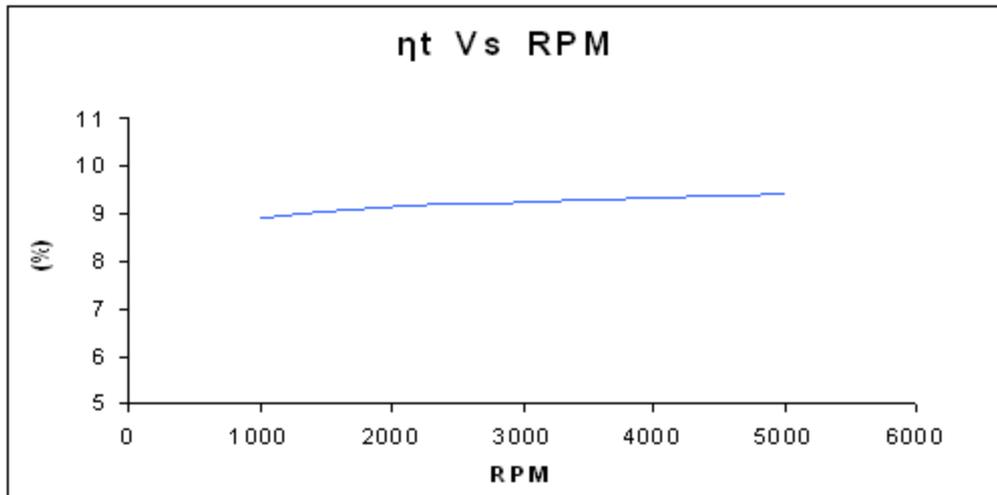


FIGURA 10.4 RENDIMIENTO TÉRMICO (ETAPA 2)

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

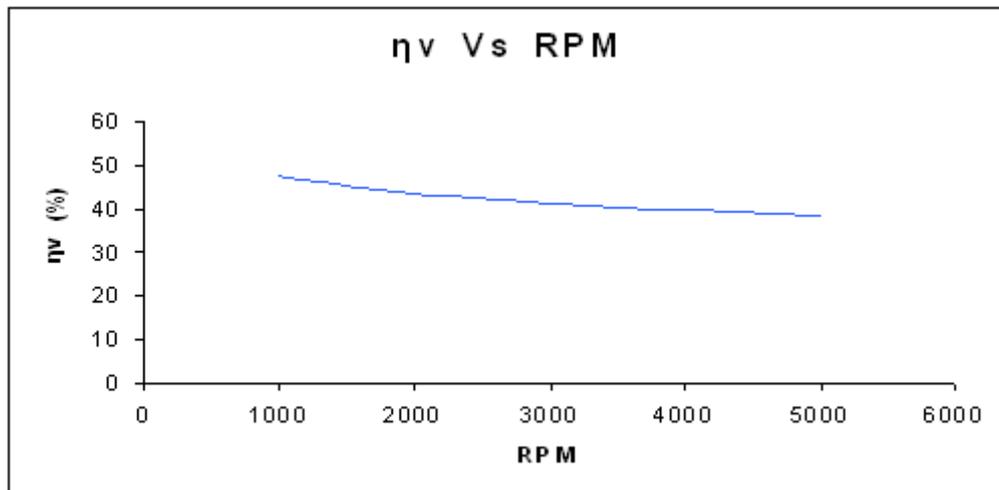


FIGURA 10.5 RENDIMIENTO VOLUMÉTRICO (ETAPA 2)

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

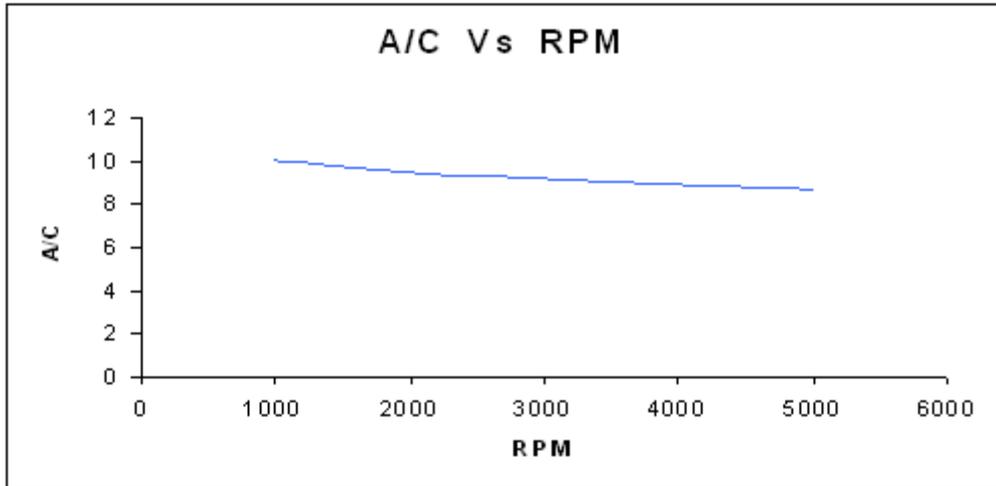


FIGURA 10.6 RELACIÓN AIRE / COMBUSTIBLE (ETAPA 2)

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

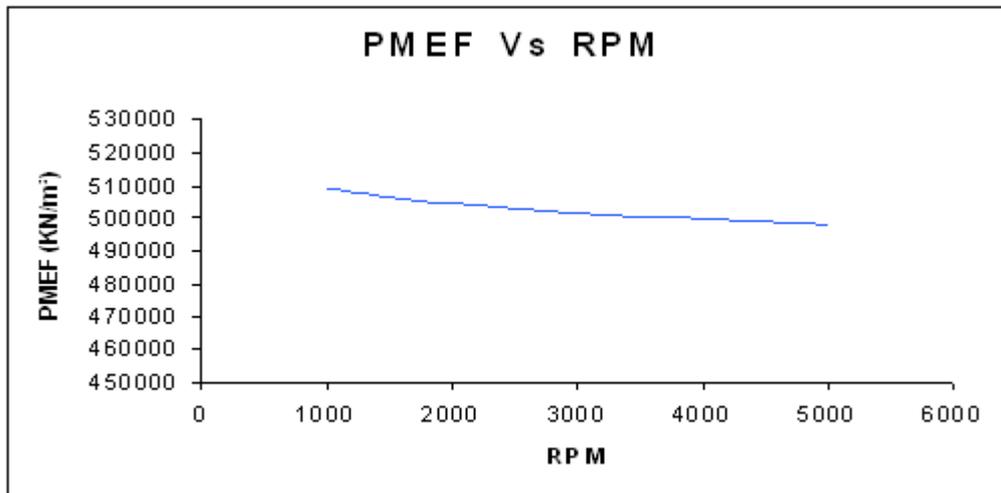


FIGURA 10.7 PRESIÓN MEDIA EFECTIVA (ETAPA 2)

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

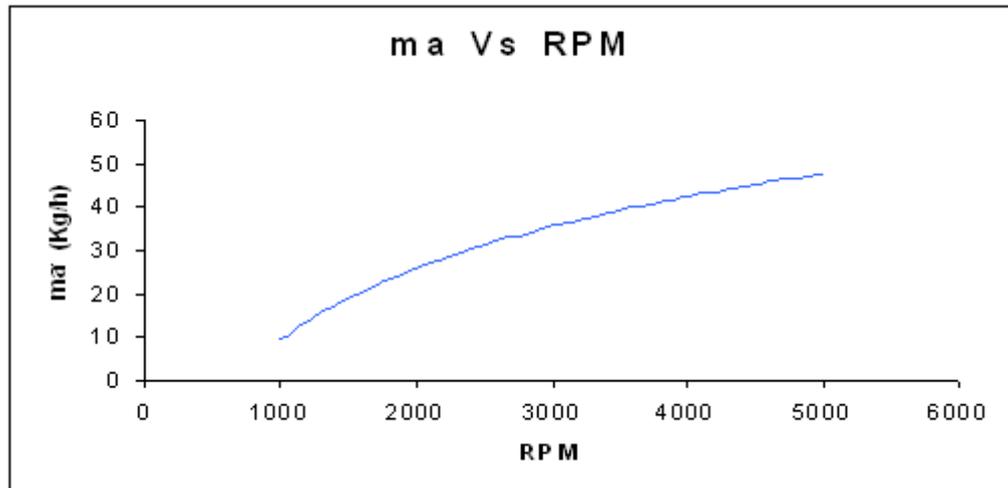


FIGURA 10.8 CONSUMO MÁSIKO DE AIRE (ETAPA 2)

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

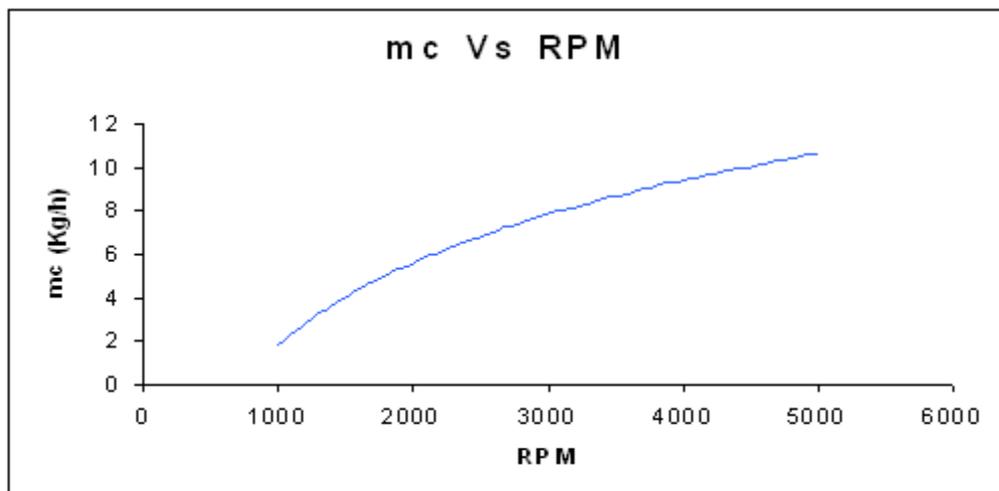


FIGURA 10.9 CONSUMO MÁSIKO DE COMBUSTIBLE (ETAPA 2)

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

10.1.2.- ANÁLISIS DEL MOTOR TRUCADO (ETAPA 2) EN BASE A LAS CURVAS Y DATOS OBTENIDOS EN EL BANCO

DE PRUEBAS

Es común la utilización de las curvas de Torque, Potencia y consumo de combustible para la selección de un motor, por lo cuál vamos hacer énfasis en el análisis de las mismas.

Torque: Tenemos una curva plana con valores altos a bajas revoluciones, los mismos que van cayendo ligeramente al incrementarse el régimen de giro. El torque máximo es de 46 N-m a 3300 RPM.

Potencia: La tendencia indica un incremento progresivo sin pérdidas aparentes, con lo que tenemos un motor elástico, con una potencia máxima de 25.36 Hp a 5000 RPM.

Consumo Específico de Combustible: Nos encontramos con una reducción progresiva al incrementar el régimen de giro, con un valor máximo de 0.66 Kg / KW – h a 2400 RPM.

10.2.- PRUEBA DEL MOTOR TRUCADO (ETAPA 3)

La ETAPA 3 corresponde al trucaje del cabezote sumado al trucaje del $\frac{3}{4}$ del motor.

TABLA 10.4 CONDICIONES DE PRUEBA (ETAPA 3)

ACELERACIÓN	100%
VELOCIDAD	VARIABLE
VOLUMEN DE PRUEBA	50 cm ³
CAJA DE AIRE (BANCO)	INSTALADA

TEMPERATURA AMBIENTE	24°C
TIPO DE COMBUSTIBLE	GASOLINA SUPER ADITIVADA
CABEZOTE	RELACIÓN DE COMPRESIÓN: 12:1
BLOQUE (3/4)	DIÁMETRO CILINDRO: 75 mm (+1 mm)
SIST. ESCAPE	ESTANDAR
TIPO DE CARBURADOR	ESTANDAR (AISIN)
SHYGLOR BAJAS	100
SHYGLOR ALTAS	120
BUJÍAS	NGK BKR5E
CALIBRACIÓN BUJÍAS	0.7 mm
CABLES DE BUJÍAS	ESTANDAR
TIPO DE BOBINA	ESTANDAR (BOSCH 28.000 v)
CALIBRACIÓN VÁLVULA DE ADMISIÓN	0.30 mm (0.012")
CALIBRACIÓN VÁLVULA DE ESCAPE	0.35 mm (0.014")
COMPRESIÓN CILINDROS (1/2/3) PSI	160/160/160
ÁNGULO DE AVANCE AL ENCENDIDO	8 GRADOS
TIPO DE ALIMENTACIÓN DE COMBUSTIBLE	POR GRAVEDAD
EMPAQUE CABEZOTE	ESPECIAL
VOLUMEN CÁMARA DE COMBUSTIÓN	31 cc
EJE DE LEVAS	TRUCADO 310 / 0.287"
CILINDRADA TOTAL	1021 cc

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

TABLA 10.5 DATOS PRIMARIOS (ETAPA 3)

RPM	TORQUE (N-m)	TIEMPO CONSUMO VOLUMEN DE PRUEBA (seg)	h0 (mmH2o)	TEMPERATURA REFRIGERACION		°T ESCAPE (°C)
				ENTRADA (°C)	SALIDA (°C)	
2100	22,5	26,14	6,50	66	82	370
2400	26,0	21,92	5,50	66	82	400
2700	19,0	18,38	6,00	66	82	410
3000	20,0	16,21	7,00	66	82	420
3300	21,0	15,71	8,50	68	80	440

3600	39,0	15,05	10,5	66	82	480
3900	41,0	15,21	13,0	64	78	540
4200	46,0	15,18	14,0	64	78	540
4500	44,0	14,77	15,5	64	78	600
4800	43,0	15,18	17,0	62	70	620
5000	45,0	14,90	18,0	62	70	600

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

TABLA 10.6 DATOS RESULTANTES (ETAPA 3)

RPM	Pf (W)	Pf (hP)	PMEF (KN/m ²)	ma (Kgr/h)	mc (Kgr/h)
2100	4948,00843	6,632719074	277056,2771	27,99604058	5,106656465
2400	6534,51272	8,759400428	320153,9202	25,75261177	6,089781022
2700	5372,12344	7,201237852	233958,634	26,89772575	7,262676823
3000	6283,18531	8,422500412	246272,2463	29,05286433	8,234916718
3300	7257,07903	9,727987976	258585,8586	32,01469722	8,497008275
3600	14702,6536	19,70865096	480230,8802	35,58234659	8,869634551
3900	16744,6888	22,4459636	504858,1049	39,59238028	8,776331361
4200	20231,8567	27,12045133	566426,1664	41,08695476	8,793675889
4500	20734,5115	27,79425136	541798,9418	43,23204557	9,037779282
4800	21614,1575	28,97340142	529485,3295	45,27561901	8,793675889
5000	23561,9449	31,58437654	554112,5541	46,58822761	8,958926174

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

DATOS RESULTANTES (continuación)

RPM	η_t (%)	η_v (%)	CEC (Kg/KW-h)	VD (m ³ /seg)	A/C
2100	6,153366953	49,4822005	1,032063008	0,017859218	10,90325417
2400	6,81444606	39,82737875	0,931941108	0,020410535	8,410382917
2700	4,697516247	36,97630259	1,3519192	0,022961852	7,365716631
3000	4,845512117	35,94507436	1,310627702	0,025513168	7,016586921
3300	5,423939521	36,00867525	1,170857895	0,028064485	7,493410467
3600	10,52710674	36,6862879	0,603267599	0,030615802	7,978569348
3900	12,11666488	37,68067641	0,524126273	0,033167119	8,972113624
4200	14,61114707	36,31000833	0,434645027	0,035718436	9,292437829
4500	14,5697166	35,65865486	0,435880984	0,038269753	9,513497735
4800	15,6094242	35,01022037	0,406847961	0,04082107	10,23976776

5000	16,70222021	34,58421077	0,380228636	0,042521947	10,34228248
------	-------------	-------------	-------------	-------------	-------------

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

10.2.1.- CURVAS DE DESEMPEÑO DEL MOTOR TRUCADO (ETAPA 3)

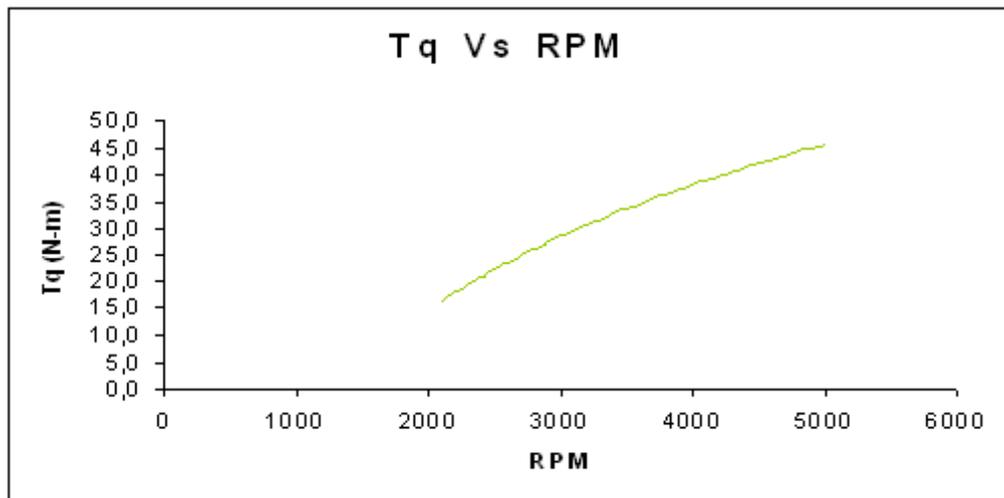


FIGURA 10.10 TORQUE (ETAPA 3)

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

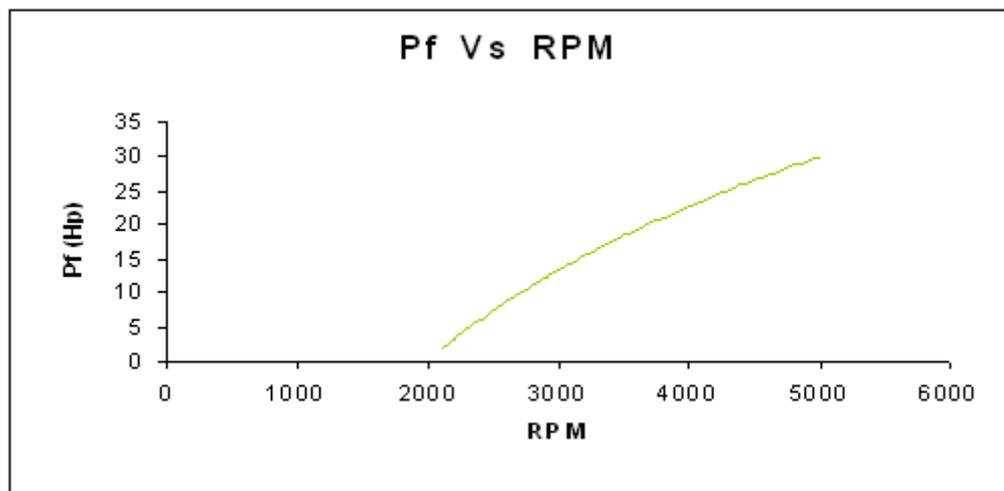


FIGURA 10.11 POTENCIA AL FRENO (ETAPA 3)

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

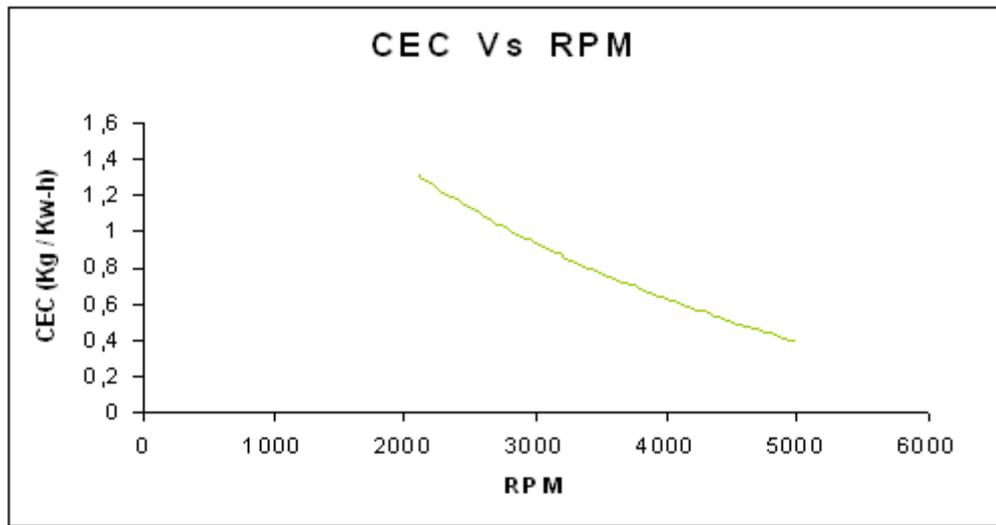


FIGURA 10.12 CONSUMO ESPECÍFICO DE COMBUSTIBLE (ETAPA 3)

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

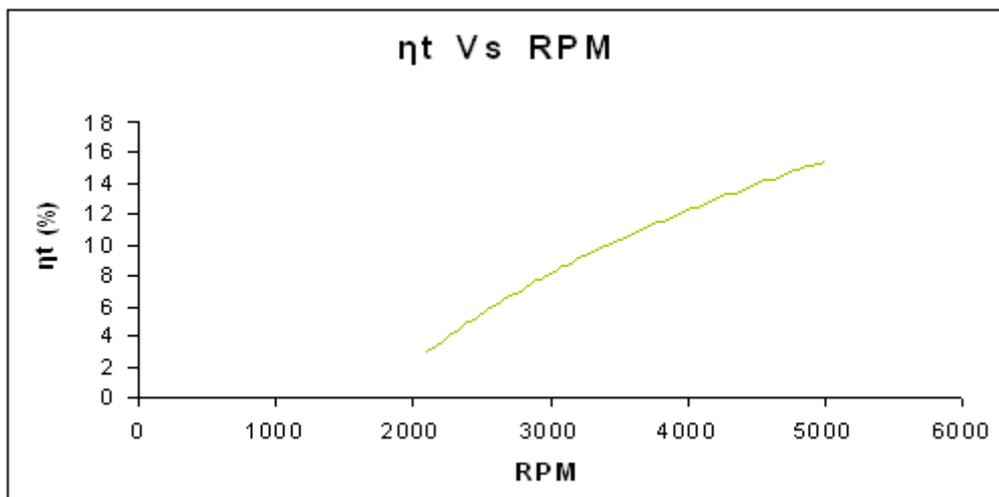


FIGURA 10.13 RENDIMIENTO TÉRMICO (ETAPA 3)

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

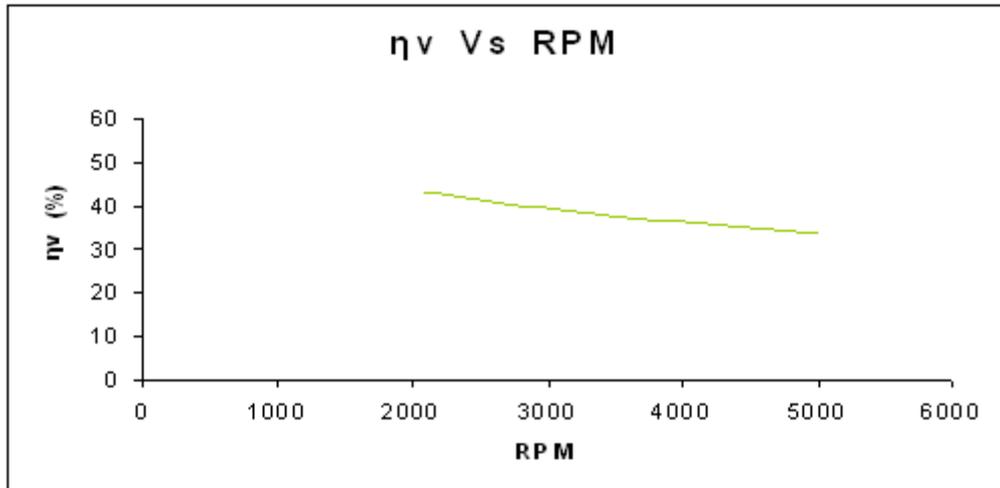


FIGURA 10.14 RENDIMIENTO VOLUMÉTRICO (ETAPA 3)

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

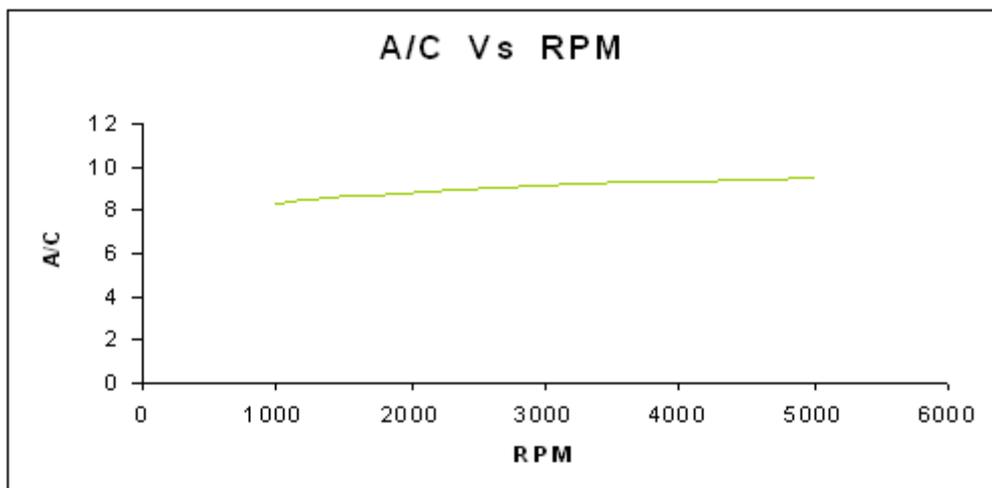


FIGURA 10.15 RELACIÓN AIRE / COMBUSTIBLE (ETAPA 3)

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

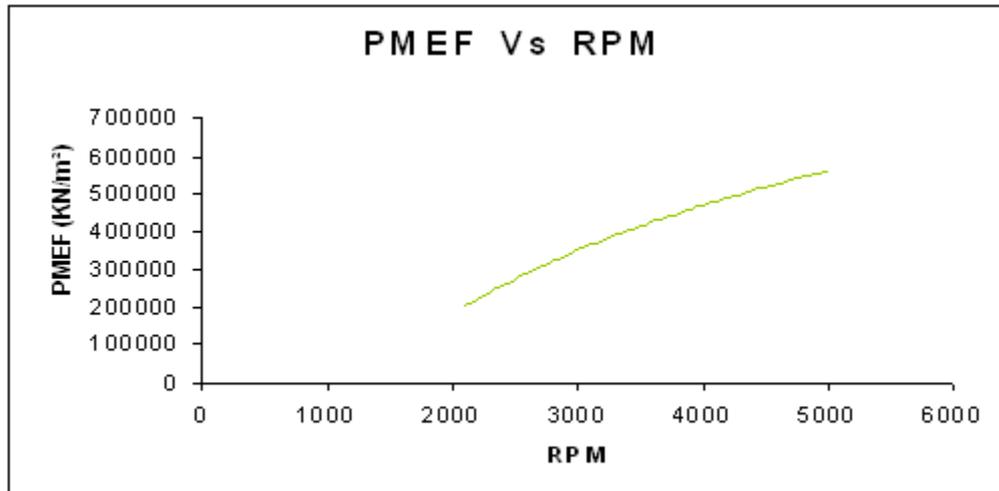


FIGURA 10.16 PRESIÓN MEDIA EFECTIVA (ETAPA 3)

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

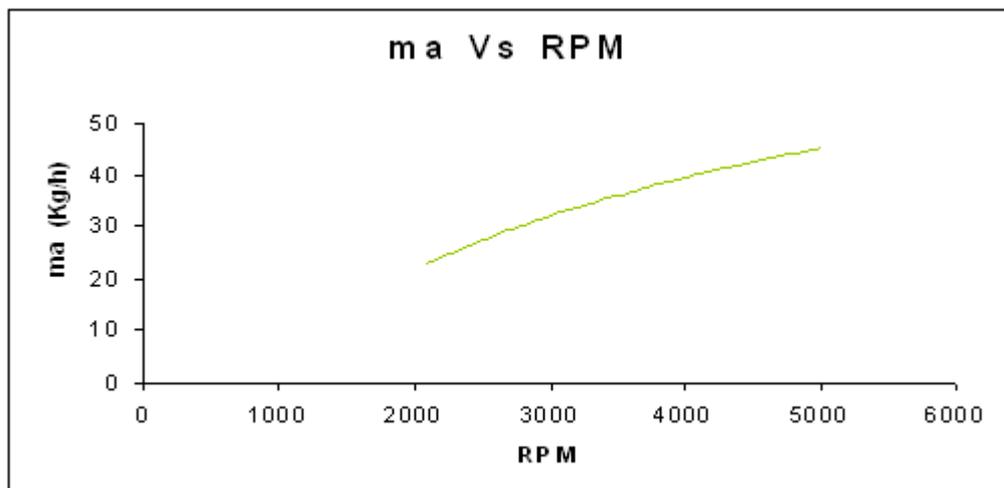


FIGURA 10.17 CONSUMO MÁSSICO DE AIRE (ETAPA 3)

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

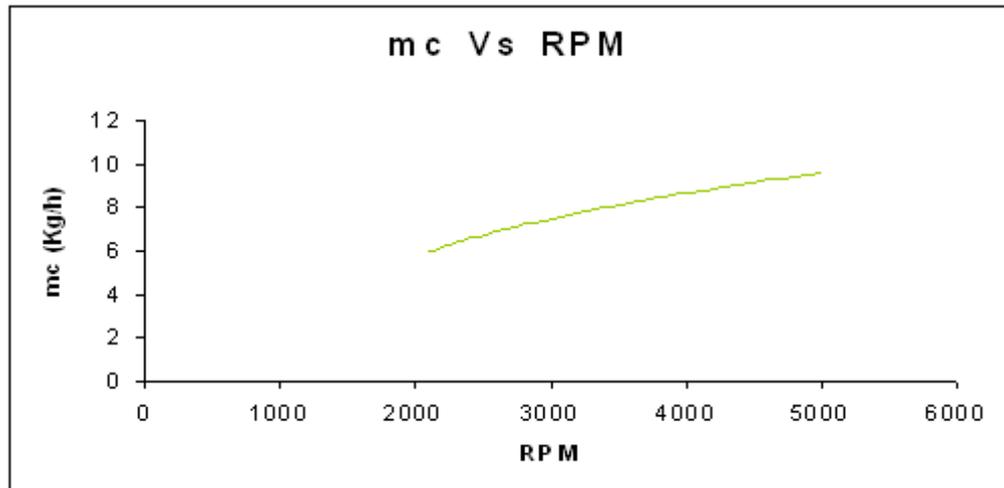


FIGURA 10.18 CONSUMO MÁSIICO DE COMBUSTIBLE (ETAPA 3)

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

10.2.2.- ANÁLISIS DEL MOTOR TRUCADO (ETAPA 3) EN BASE A LAS CURVAS Y DATOS OBTENIDOS EN EL BANCO DE PRUEBAS

Torque: Tenemos una curva aguda con valores pequeños a bajas revoluciones, los mismos que van subiendo progresivamente a medida que se incrementa el régimen de giro. El torque máximo es de 46 N-m a 4200 RPM.

Potencia: La tendencia indica un incremento irregular a bajos regímenes pero que se agudiza a partir de las 3600 RPM, con una potencia máxima de 31.58 Hp a 5000 RPM.

Consumo Específico de Combustible: Nos encontramos con una reducción progresiva al incrementar el régimen de giro, con un valor máximo de 1.35 Kg / KW – h a 2700 RPM.

10.3.- PRUEBA DEL MOTOR TRUCADO (ETAPA 4)

La ETAPA 4 corresponde al trucaje del sistema de encendido (MSD) sumado al trucaje del $\frac{3}{4}$ del motor y del cabezote.

TABLA 10.7 CONDICIONES DE PRUEBA (ETAPA 4)

ACELERACIÓN	100%
VELOCIDAD	VARIABLE
VOLUMEN DE PRUEBA	50 cm ³
CAJA DE AIRE (BANCO)	INSTALADA
TEMPERATURA AMBIENTE	24°C
TIPO DE COMBUSTIBLE	GASOLINA SUPER ADITIVADA
CABEZOTE	RELACIÓN DE COMPRESIÓN: 12:1
BLOQUE (3/4)	DIÁMETRO CILINDRO: 75 mm (+1 mm)
SIST. ESCAPE	ESTANDAR
TIPO DE CARBURADOR	ESTANDAR (AISIN)
SHYGLOR BAJAS	100
SHYGLOR ALTAS	120
BUJÍAS	Bosch WR8DP (PLATINO)
CALIBRACIÓN BUJÍAS	0.9 mm
CABLES DE BUJÍAS	MALLORY – SPRINT 8mm
TIPO DE BOBINA	MSD BLASTER SS (45.000 v)
CALIBRACION VALVULA DE ADMISIÓN	0.30 mm (0.012")
CALIBRACIÓN VÁLVULA DE ESCAPE	0.35 mm (0.014")
COMPRESIÓN CILINDROS (1/2/3) PSI	160/160/160
ÁNGULO DE AVANCE AL ENCENDIDO	8 GRADOS
TIPO DE ALIMENTACIÓN DE COMBUSTIBLE	POR GRAVEDAD

EMPAQUE CABEZOTE	ESPECIAL
VOLUMEN CAMARA DE COMBUSTION	31 cc
EJE DE LEVAS	TRUCADO 310 / 0.287"
CILINDRADA TOTAL	1021 cc

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

TABLA 10.8 DATOS PRIMARIOS (ETAPA 4)

RPM	TORQUE (N-m)	TIEMPO CONSUMO VOLUMEN DE PRUEBA (seg)	h0 (mmH2o)	TEMPERATURA REFRIGERACION		°T ESCAPE (°C)
				ENTRADA (°C)	SALIDA (°C)	
2100	23	26,75	6,50	62	80	380
2400	20	21,86	5,50	62	80	420
2700	19	16,73	6,00	60	80	390
3000	15	15,64	7,00	58	78	390
3300	18	14,45	8,50	58	76	460
3600	40	14,52	10,5	56	76	490
3900	45	14,59	13,0	54	74	520
4200	46	15,46	14,0	38	68	580
4500	46	14,87	15,5	38	68	600
4800	46	14,62	17,0	38	68	600
5000	47	14,78	18,0	25	64	600

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

TABLA 10.9 DATOS RESULTANTES (ETAPA 4)

RPM	Pf (W)	Pf (hP)	PMEF (KN/m ²)	ma (Kgr/h)	mc (Kgr/h)
2100	5057,96417	6,780112831	283213,0832	26,89772575	4,990205607
2400	5026,54825	6,738000329	246272,2463	24,5541519	6,106495883
2700	5372,12344	7,201237852	233958,634	27,99604058	7,978959952
3000	4712,38898	6,316875309	184704,1847	29,05286433	8,535038363
3300	6220,35345	8,338275408	221645,0216	32,01469722	9,237923875
3600	15079,6447	20,21400099	492544,4925	35,58234659	9,19338843
3900	18378,317	24,6358137	554112,5541	38,03912855	9,149280329
4200	20231,8567	27,12045133	566426,1664	41,08695476	8,634411384

4500	21676,9893	29,05762642	566426,1664	43,23204557	8,977000672
4800	23122,1219	30,99480152	566426,1664	45,93661192	9,130506156
5000	24609,1425	32,98812661	578739,7787	47,86485378	9,031664411

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

DATOS RESULTANTES (continuación)

RPM	η_t (%)	η_v (%)	CEC (Kg/KW-h)	VD (m³/seg)	A/C
2100	6,43689368	47,54096047	0,986603589	0,017859218	10,719963
2400	5,227533369	37,97391567	1,214848756	0,020410535	7,997035695
2700	4,275813211	38,48615595	1,485252535	0,022961852	6,978249514
3000	3,506345289	35,94507436	1,811191393	0,025513168	6,769859312
3300	4,276216755	36,00867525	1,485112372	0,028064485	6,892411282
3600	10,41680483	36,6862879	0,609655505	0,030615802	7,697596474
3900	12,75668499	36,20242288	0,49783015	0,033167119	8,268748631
4200	14,8806544	36,31000833	0,42677306	0,035718436	9,463839844
4500	15,33510425	35,65865486	0,414125806	0,038269753	9,577908688
4800	16,08243706	35,52134551	0,394881844	0,04082107	10,00599477
5000	17,30404816	35,53189886	0,367004435	0,042521947	10,54010917

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

10.3.1.- CURVAS DE DESEMPEÑO DEL MOTOR TRUCADO (ETAPA 4)

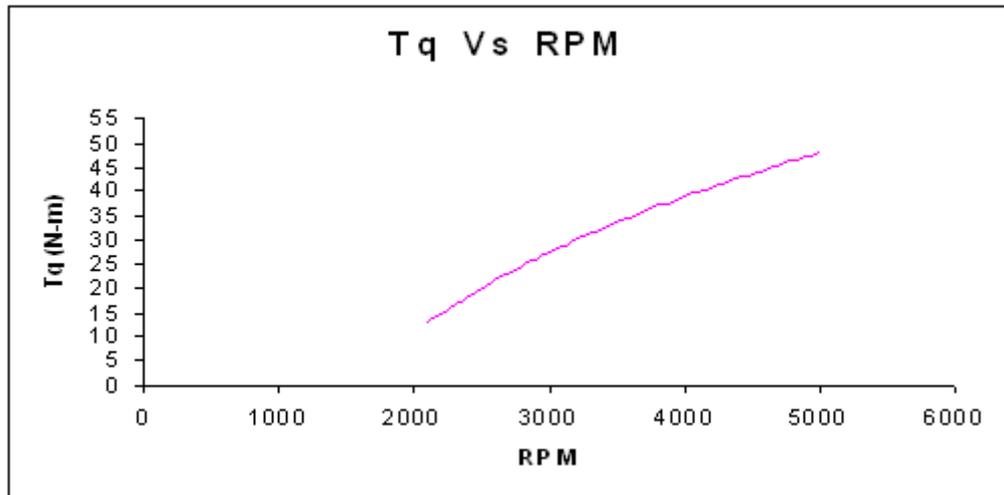


FIGURA 10.19 TORQUE (ETAPA 4)

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

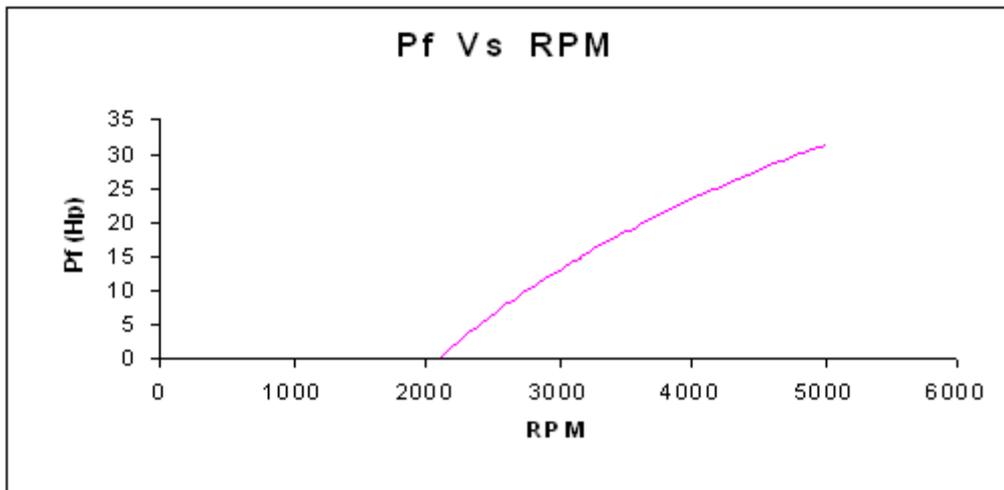


FIGURA 10.20 POTENCIA AL FRENO (ETAPA 4)

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

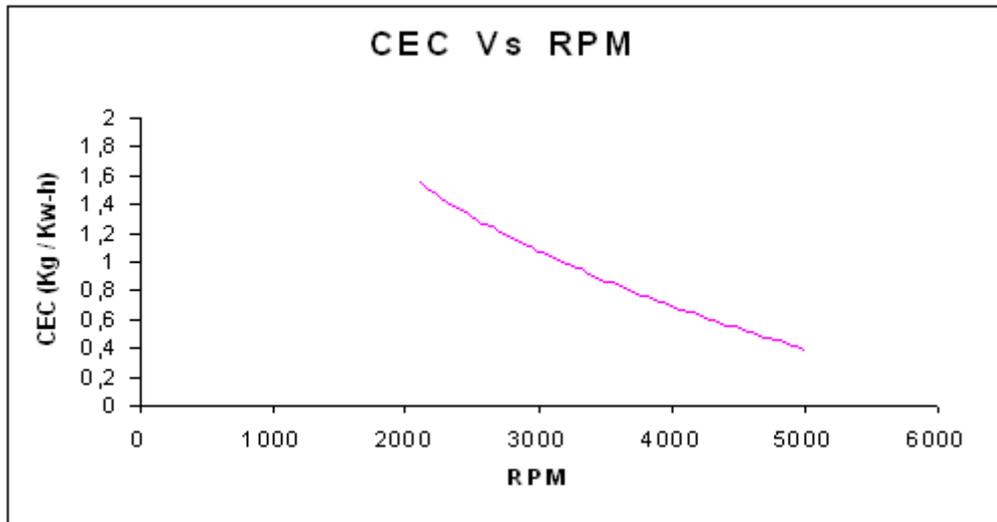


FIGURA 10.21 CONSUMO ESPECÍFICO DE COMBUSTIBLE (ETAPA 4)

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

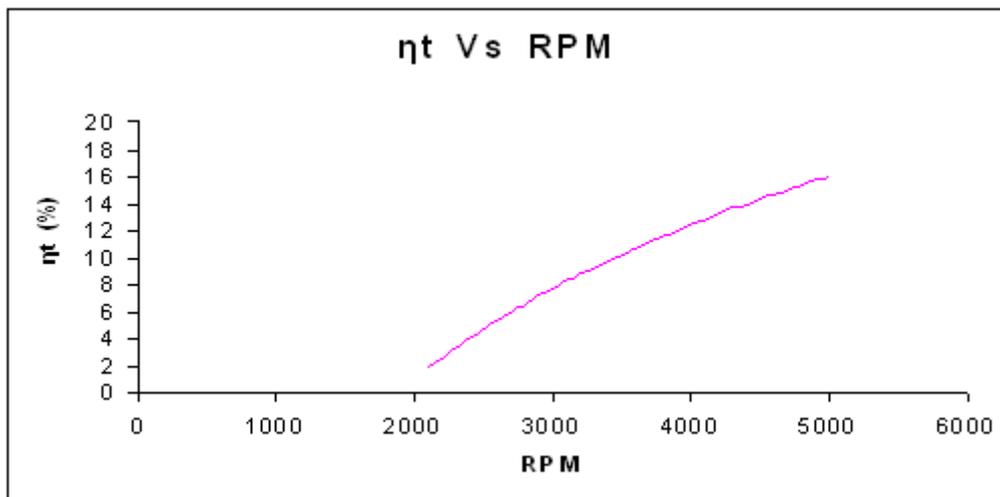


FIGURA 10.22 RENDIMIENTO TÉRMICO (ETAPA 4)

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

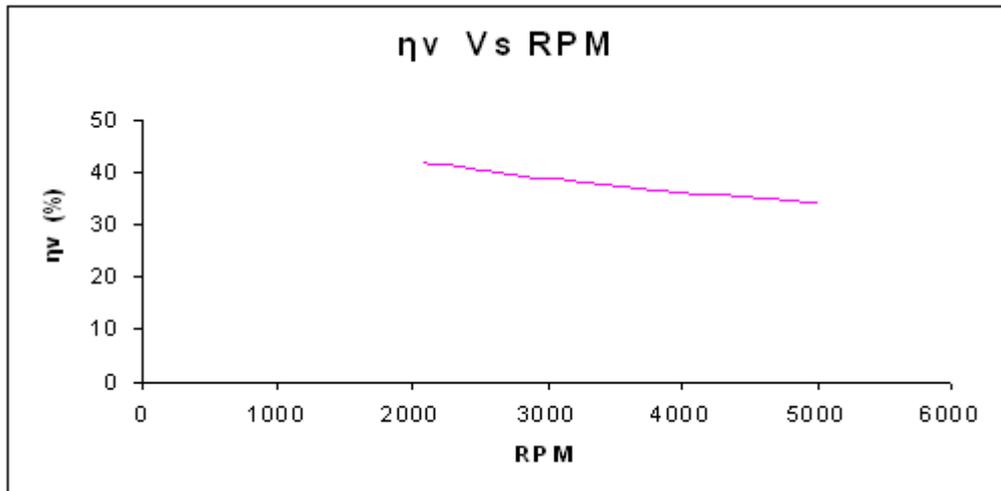


FIGURA 10.23 RENDIMIENTO VOLUMÉTRICO (ETAPA 4)

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

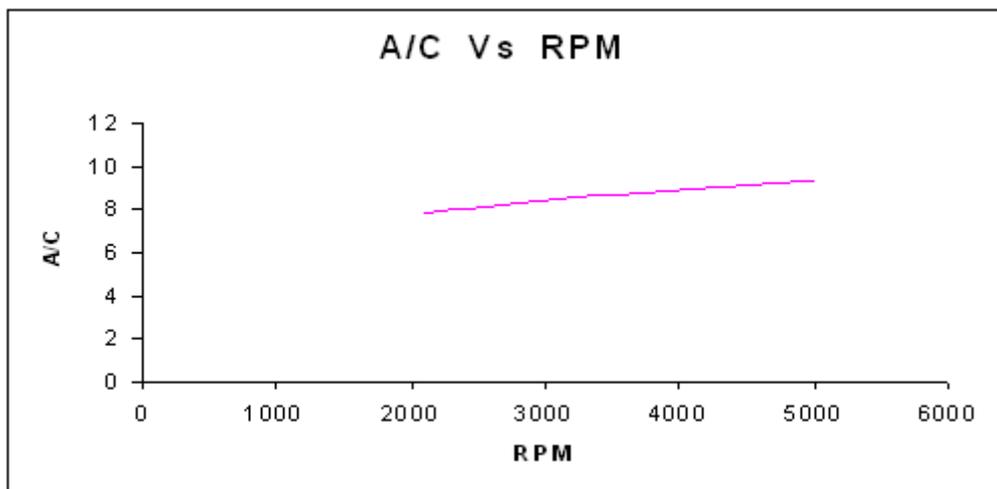


FIGURA 10.24 RELACIÓN AIRE / COMBUSTIBLE (ETAPA 4)

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

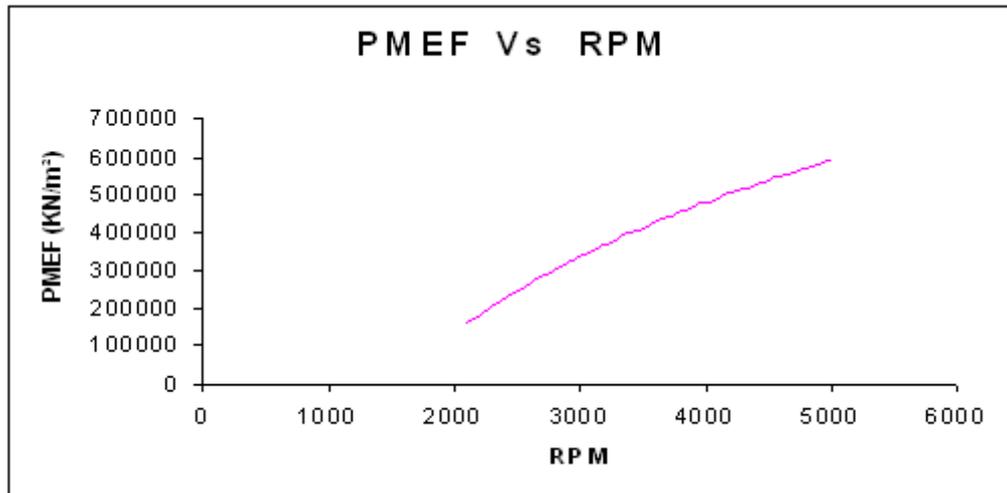


FIGURA 10.25 PRESIÓN MEDIA EFECTIVA (ETAPA 4)

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

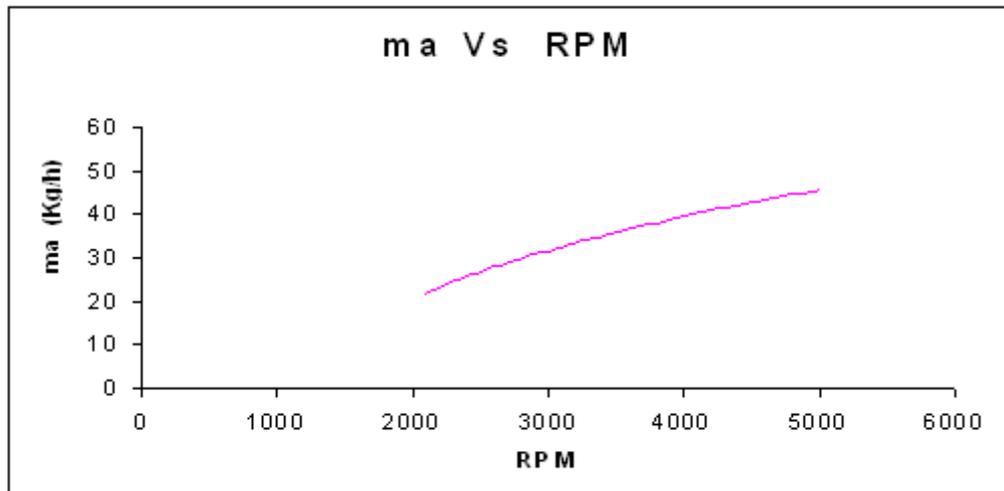


FIGURA 10.26 CONSUMO MÁSICO DE AIRE (ETAPA 4)

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

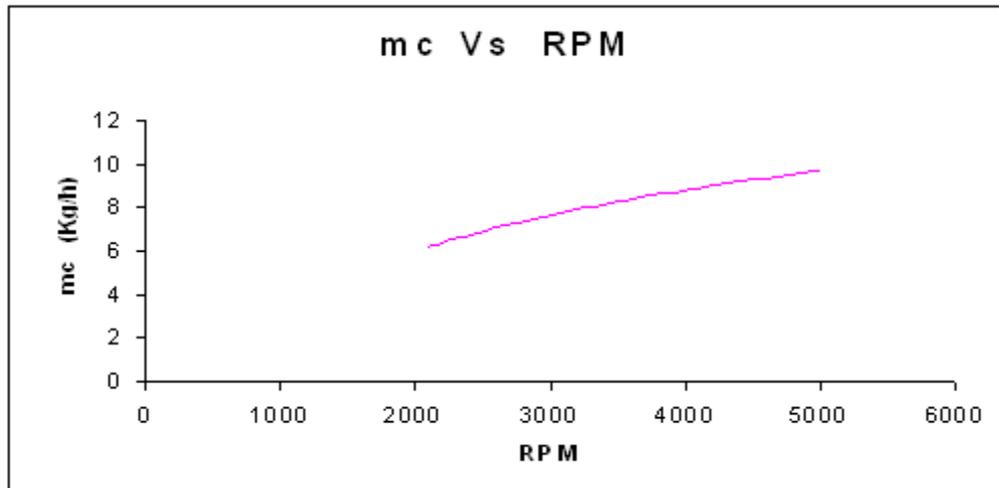


FIGURA 10.27 CONSUMO MÁSIICO DE COMBUSTIBLE (ETAPA 4)

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

10.3.2.- ANÁLISIS DEL MOTOR TRUCADO (ETAPA 4) EN BASE A LAS CURVAS Y DATOS OBTENIDOS EN EL BANCO DE PRUEBAS

Torque: Tenemos una curva aguda con valores pequeños a bajas revoluciones, los mismos que van subiendo progresivamente a medida que se incrementa el régimen de giro. El torque máximo es de 47 N-m a 5000 RPM.

Potencia: La tendencia indica un incremento irregular a bajos regímenes pero que se agudiza a partir de las 3600 RPM, con una potencia máxima de 32.98 Hp a 5000 RPM.

Consumo Específico de Combustible: Nos encontramos con una reducción progresiva al incrementar el régimen de giro, con un valor máximo de 1.81 Kg / KW – h a 3000 RPM.

10.4.- PRUEBA DEL MOTOR TRUCADO (ETAPA 5)

La ETAPA 5 corresponde al trucaje del sistema de escape (Header) sumado al trucaje del $\frac{3}{4}$ del motor, del cabezote, y del sistema de encendido (MSD)

TABLA 10.10. CONDICIONES DE PRUEBA (ETAPA 5)

ACELERACIÓN	100%
VELOCIDAD	VARIABLE
VOLUMEN DE PRUEBA	50 cm ³
CAJA DE AIRE (BANCO)	INSTALADA
TEMPERATURA AMBIENTE	24°C
TIPO DE COMBUSTIBLE	GASOLINA SUPER ADITIVADA
CABEZOTE	RELACIÓN DE COMPRESIÓN: 12:1
BLOQUE (3/4)	DIÁMETRO CILINDRO: 75 mm (+1 mm)
SIST. ESCAPE	HEADER (SIN SILENCIADOR)
TIPO DE CARBURADOR	ESTANDAR (AISIN)
SHYGLOR BAJAS	100
SHYGLOR ALTAS	120
BUJÍAS	Bosch WR8DP (PLATINO)
CALIBRACIÓN BUJÍAS	0.9 mm
CABLES DE BUJÍAS	MALLORY – SPRINT 8mm
TIPO DE BOBINA	MSD BLASTER SS (45.000 v)
CALIBRACIÓN VÁLVULA DE ADMISIÓN	0.30 mm (0.012")
CALIBRACIÓN VÁLVULA DE ESCAPE	0.35 mm (0.014")
COMPRESIÓN CILINDROS (1/2/3) PSI	160/160/160
ÁNGULO DE AVANCE AL ENCENDIDO	8 GRADOS
TIPO DE ALIMENTACIÓN DE COMBUSTIBLE	POR GRAVEDAD
EMPAQUE CABEZOTE	ESPECIAL
VOLUMEN CÁMARA DE COMBUSTIÓN	31 cc
EJE DE LEVAS	TRUCADO 310 / 0.287"

CILINDRADA TOTAL	1021 cc
-------------------------	---------

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

TABLA 10.11 DATOS PRIMARIOS (ETAPA 5)

RPM	TORQUE (N-m)	TIEMPO CONSUMO VOLUMEN DE PRUEBA (seg)	h0 (mmH2o)	TEMPERATURA REFRIGERACION		°T ESCAPE (°C)
				ENTRADA (°C)	SALIDA (°C)	
1400	11	40,96	1,50	58	78	360
2200	43	23,43	5,50	52	76	360
2400	44	21,20	6,00	52	76	360
2700	47	18,20	7,00	52	76	380
3000	58	16,36	9,50	50	72	400
3300	60	14,53	13,5	48	72	420
3600	63	12,81	17,5	46	70	430
3900	61	11,67	19,0	44	70	420
4200	58	11,25	19,5	40	70	420
4500	55	11,62	20,5	40	70	420
4800	53	11,64	21,0	26	64	440
5000	51	12,25	22,0	25	65	420

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

TABLA 10.12. DATOS RESULTANTES (ETAPA 5)

RPM	Pf (W)	Pf (hP)	PMEF (KN/m ²)	ma (Kgr/h)	mc (Kgr/h)
1400	1612,68423	2,161775106	135449,7354	13,44886288	3,258984375
2200	9906,48883	13,27947565	529485,3295	25,75261177	5,69731114
2400	11058,4061	14,82360072	541798,9418	26,89772575	6,296603774
2700	13288,9369	17,81358837	578739,7787	29,05286433	7,334505495
3000	18221,2374	24,42525119	714189,5142	33,84556268	8,159413203
3300	20734,5115	27,79425136	738816,7388	40,34658863	9,187061253
3600	23750,4405	31,83705156	775757,5758	45,93661192	10,4206089
3900	24912,8297	33,39521413	751130,3511	47,86485378	11,43856041
4200	25509,7323	34,19535167	714189,5142	48,4905647	11,8656
4500	25918,1394	34,7428142	677248,6772	49,71836823	11,48777969
4800	26640,7057	35,71140175	652621,4526	50,32103712	11,46804124
5000	26703,5376	35,79562675	627994,228	51,50522354	10,89697959

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

DATOS RESULTANTES (continuación)

RPM	η_t (%)	η_v (%)	CEC (Kg/KW-h)	VD (m ³ /seg)	A/C
1400	3,142578157	35,65572036	2,020844699	0,011906145	8,20728382
2200	11,04253651	43,44804955	0,575109025	0,018709657	8,989747799
2400	11,15334658	41,59834042	0,569395236	0,020410535	8,495821142
2700	11,50637248	39,93897151	0,551925676	0,022961852	7,877969276
3000	14,18201585	41,87474439	0,447796877	0,025513168	8,249715595
3300	14,33297104	45,38000773	0,44308067	0,028064485	8,734265178
3600	14,47430096	47,36179402	0,438754343	0,030615802	8,767222506
3900	13,83154573	45,55371649	0,459143362	0,033167119	8,322264821
4200	13,6532243	42,85284267	0,465140121	0,035718436	8,127625848
4500	14,32803884	41,00870338	0,443233193	0,038269753	8,607498056
4800	14,75283571	38,91168442	0,430470625	0,04082107	8,726829728
5000	15,56258326	38,2342836	0,40807251	0,042521947	9,400291125

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

10.5.- CURVAS DE DESEMPEÑO DEL MOTOR TRUCADO (ETAPA 5)

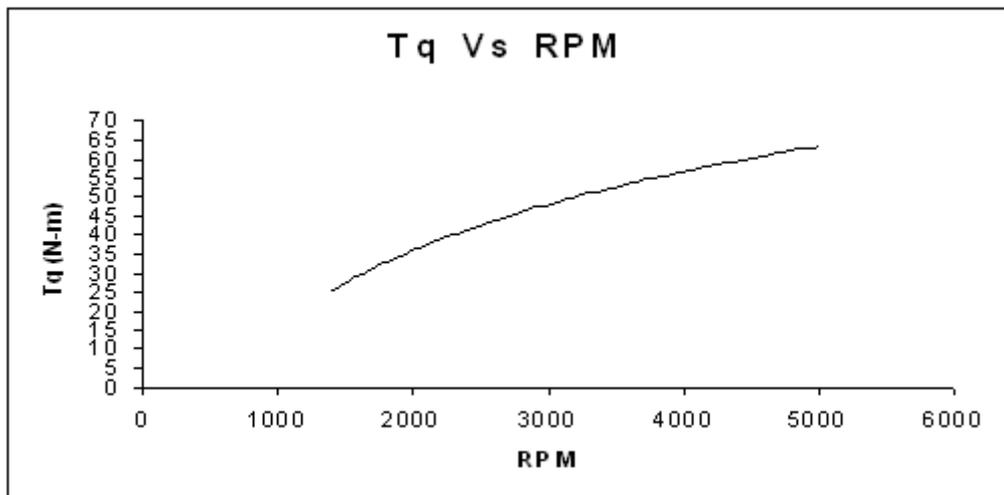


FIGURA 10.28 TORQUE (ETAPA 5)

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

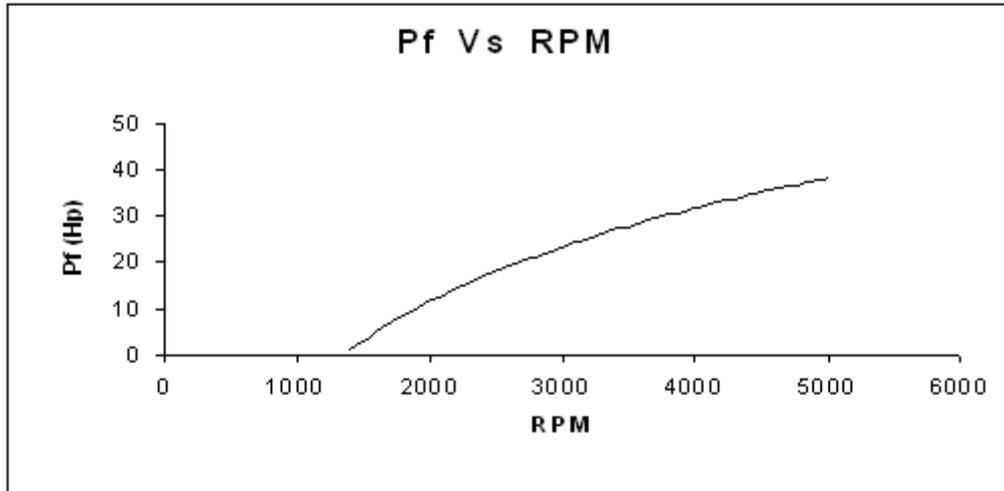


FIGURA 10.29 POTENCIA AL FRENO (ETAPA 5)

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

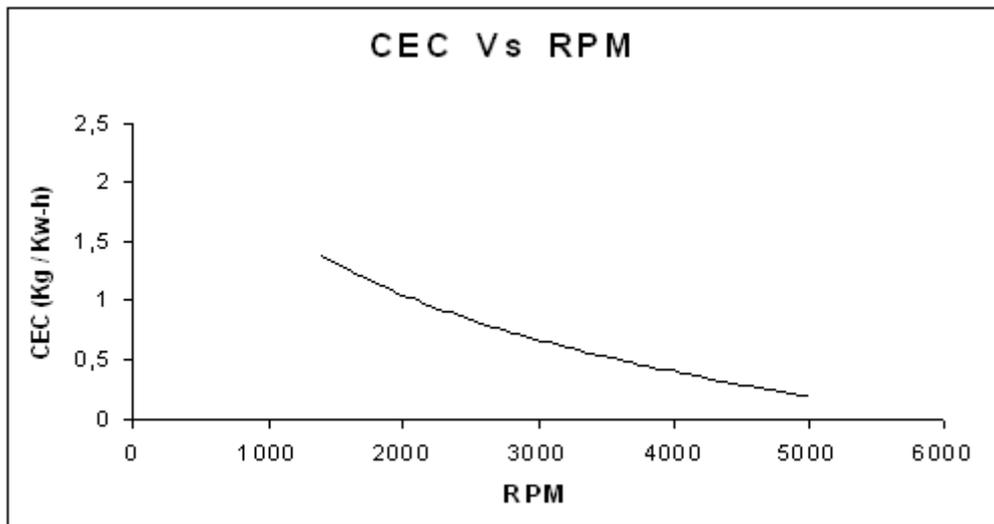


FIGURA 10.30 CONSUMO ESPECÍFICO DE COMBUSTIBLE (ETAPA 5)

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

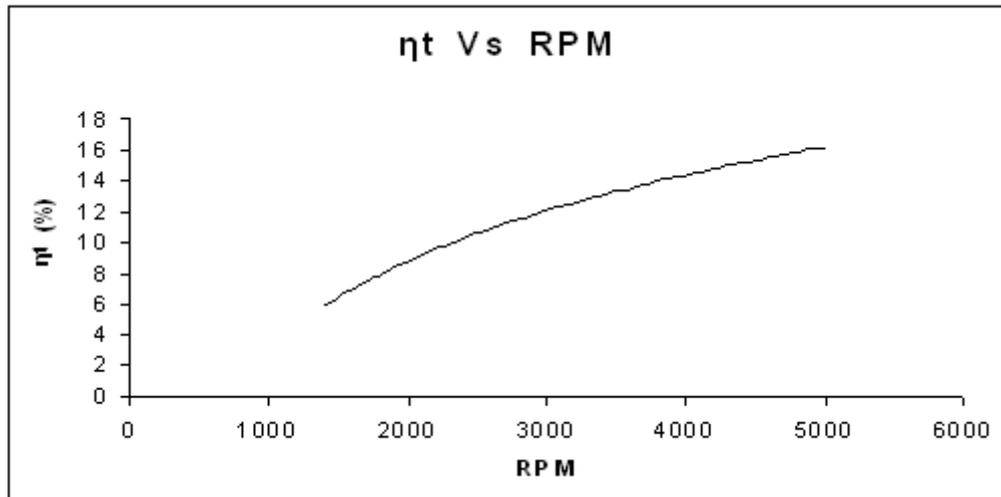


FIGURA 10.31 RENDIMIENTO TÉRMICO (ETAPA 5)

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

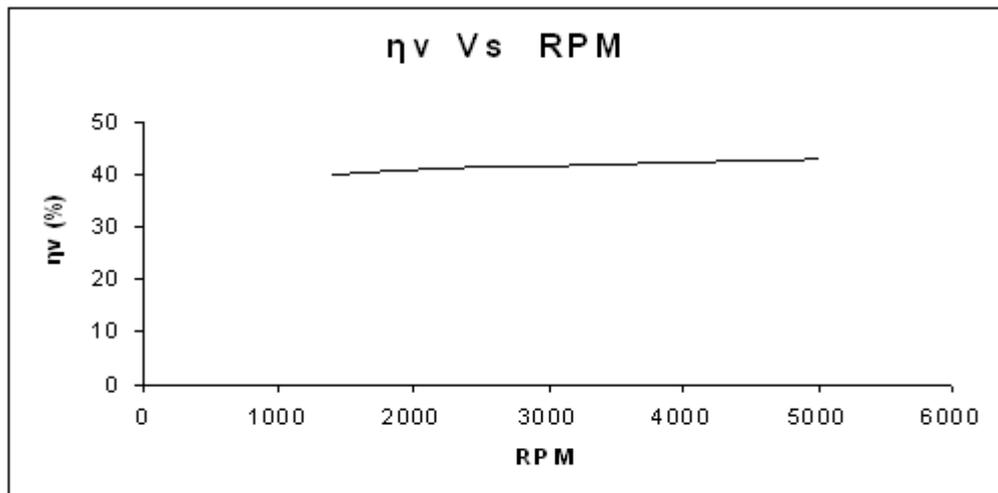


FIGURA 10.32 RENDIMIENTO VOLUMÉTRICO (ETAPA 5)

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

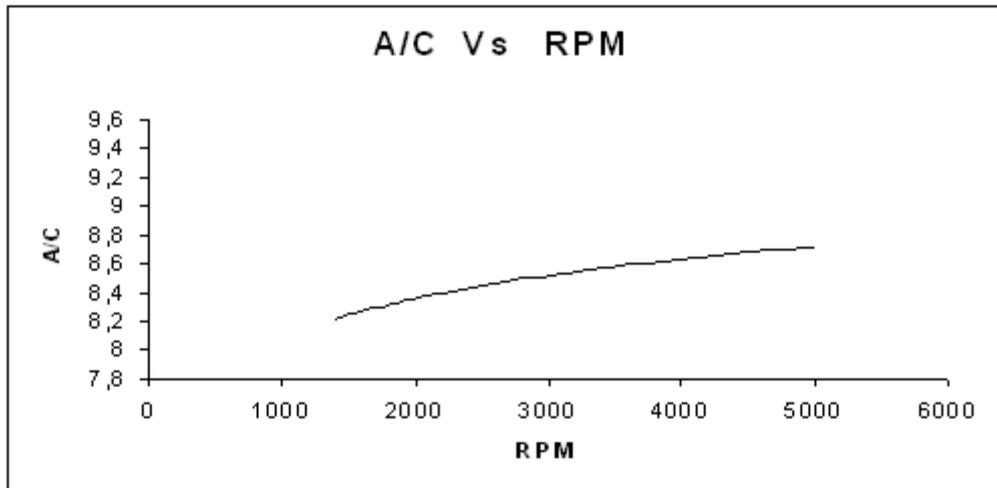


FIGURA 10.33 RELACION AIRE / COMBUSTIBLE (ETAPA 5)

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

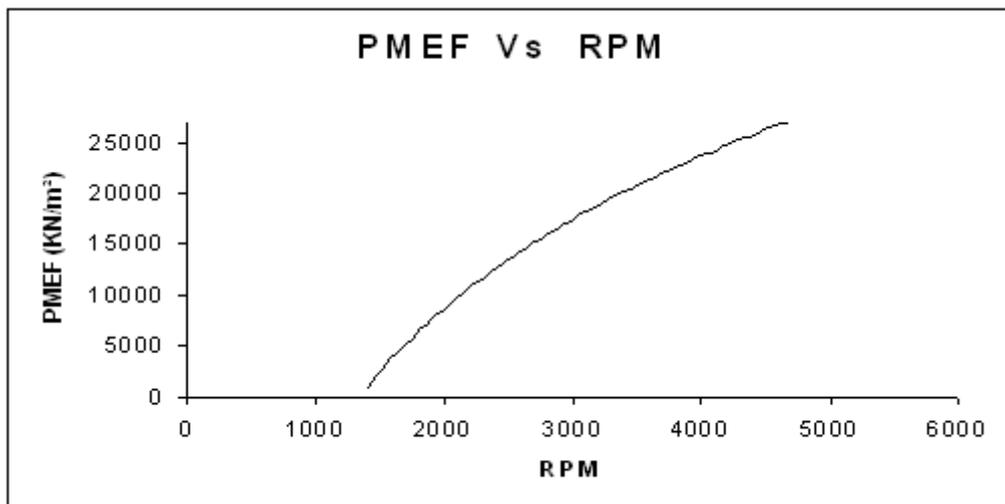


FIGURA 10.34 PRESIÓN MEDIA EFECTIVA (ETAPA 5)

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

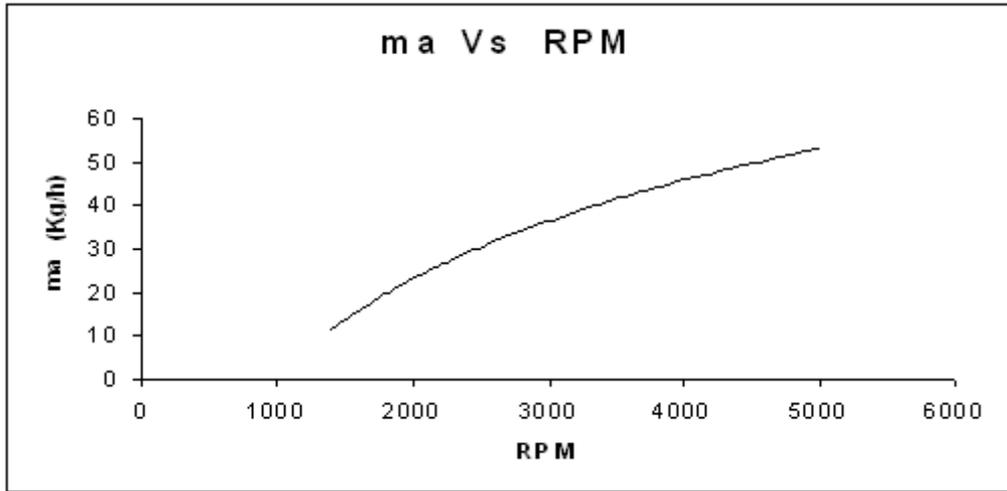


FIGURA 10.35 CONSUMO MASICO DE AIRE (ETAPA 5)

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

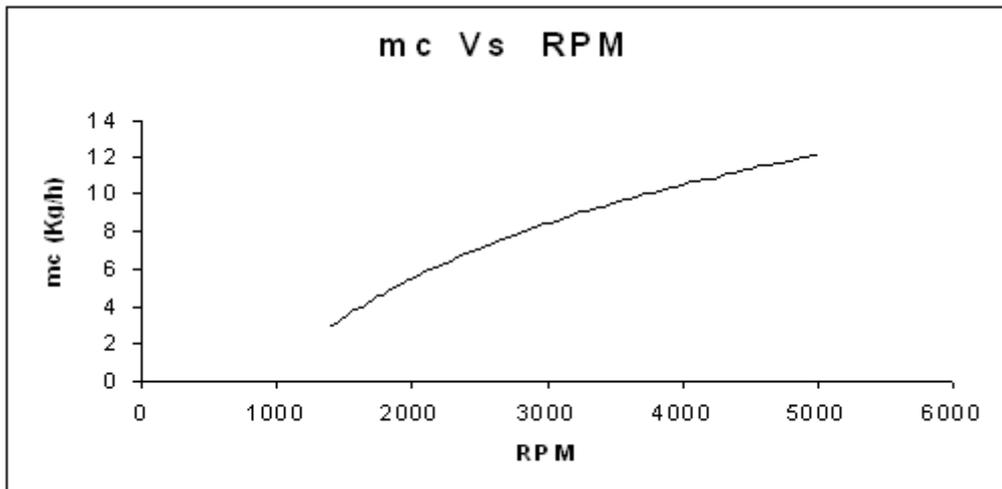


FIGURA 10.36 CONSUMO MASICO DE COMBUSTIBLE (ETAPA 5)

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

10.4.2.- ANÁLISIS DEL MOTOR TRUCADO (ETAPA 5) EN BASE A LAS CURVAS Y DATOS OBTENIDOS EN EL BANCO DE PRUEBAS

Torque: Tenemos una curva aguda con valores pequeños a bajas revoluciones, los mismos que van subiendo progresivamente a medida que se incrementa el régimen de giro. El torque máximo es de 63 N-m a 3600 RPM.

Potencia: La tendencia indica un incremento progresivo sin pérdidas aparentes, con una potencia máxima de 35.79 Hp a 5000 RPM.

Consumo Específico de Combustible: Nos encontramos con una reducción progresiva al incrementar el régimen de giro, con un valor máximo de 2.0 Kg / KW – h a 1400 RPM.

XI.- ANÁLISIS COMPARATIVO ENTRE EL MOTOR EN CONDICIONES INICIALES Y EL MOTOR TRUCADO EN CADA ETAPA.

11.1.- ANALISIS COMPARATIVO ETAPA 1 – ETAPA 2

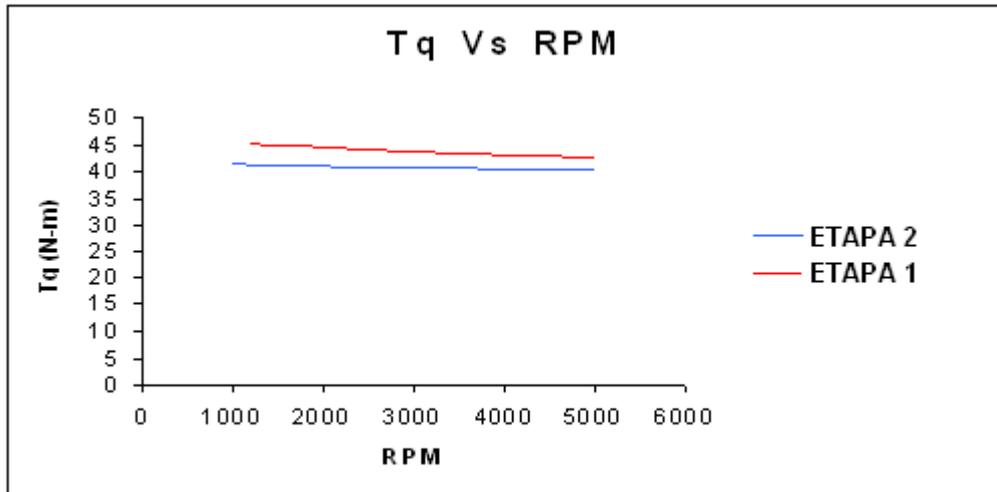


FIGURA 11.1 TORQUE (ETAPA 1 – ETAPA 2)

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

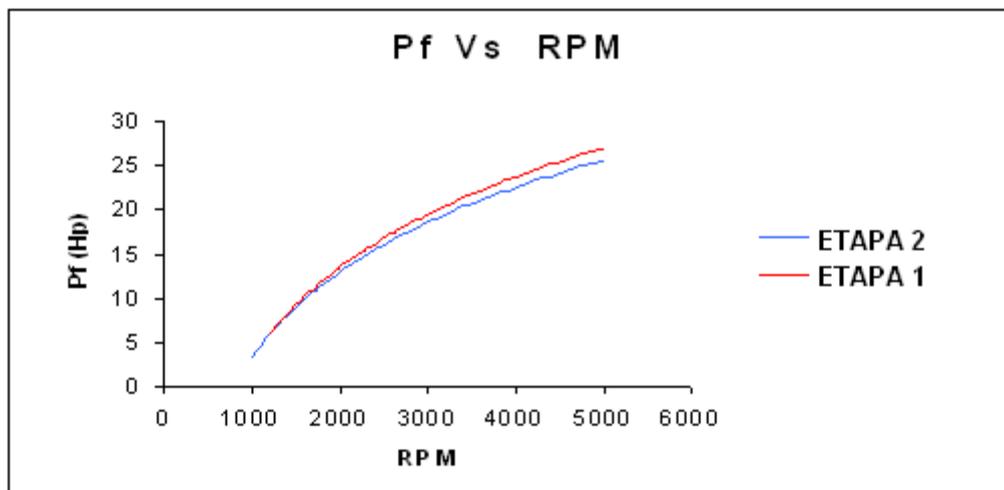


FIGURA 11.2 POTENCIA AL FRENO (ETAPA 1 – ETAPA 2)

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

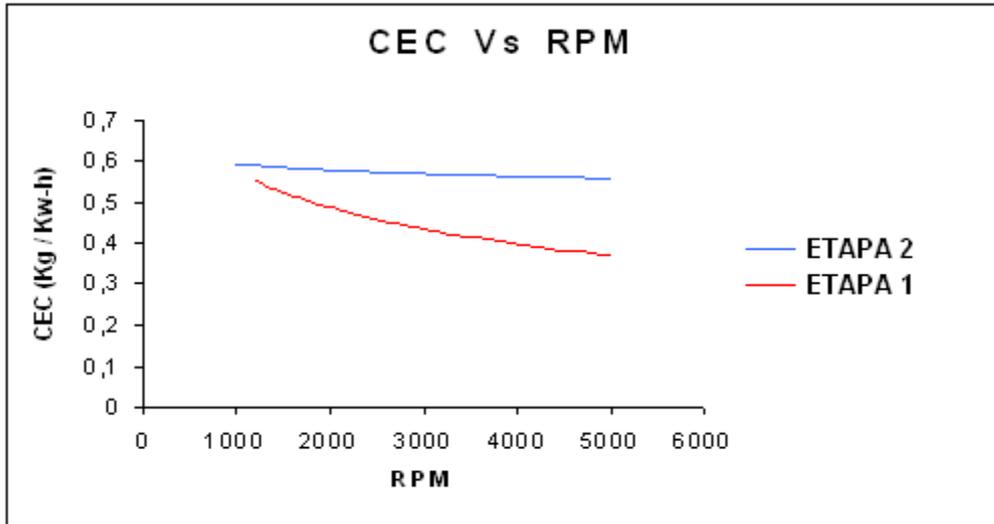


FIGURA 11.3 CONSUMO ESPECÍFICO DE COMBUSTIBLE (ETAPA 1 – ETAPA 2)

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

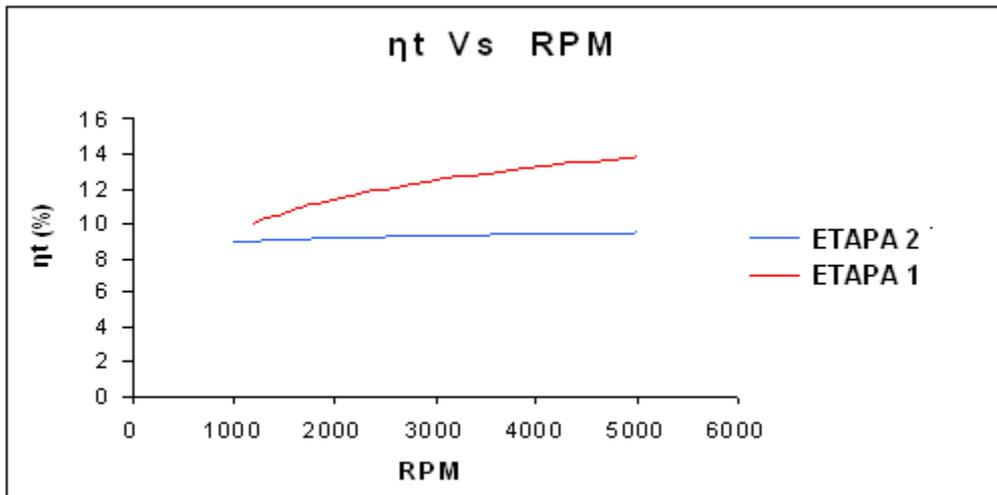


FIGURA 11.4 RENDIMIENTO TÉRMICO (ETAPA 1 – ETAPA 2)

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

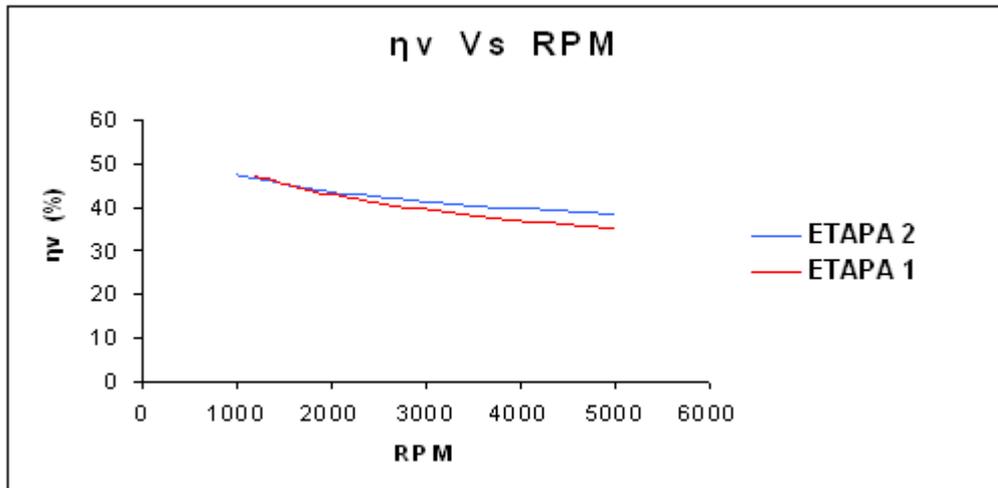


FIGURA 11.5 RENDIMIENTO VOLUMÉTRICO (ETAPA 1 – ETAPA 2)

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

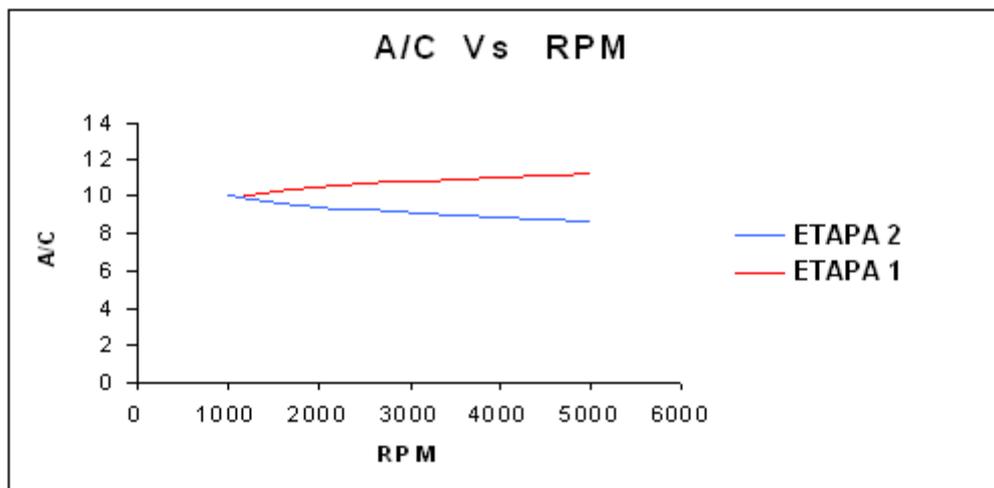


FIGURA 11.6 RELACIÓN AIRE / COMBUSTIBLE (ETAPA 1 – ETAPA 2)

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

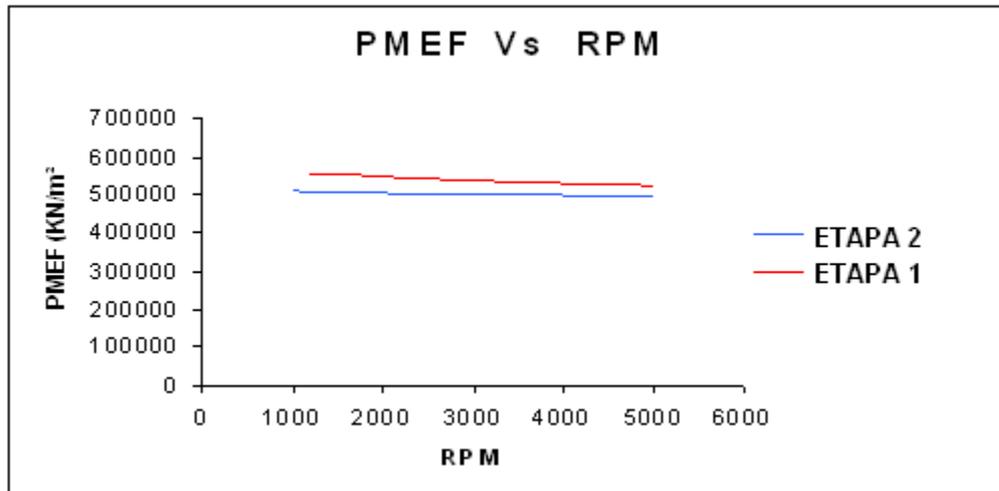


FIGURA 11.7 PRESIÓN MEDIA EFECTIVA (ETAPA 1 – ETAPA 2)

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

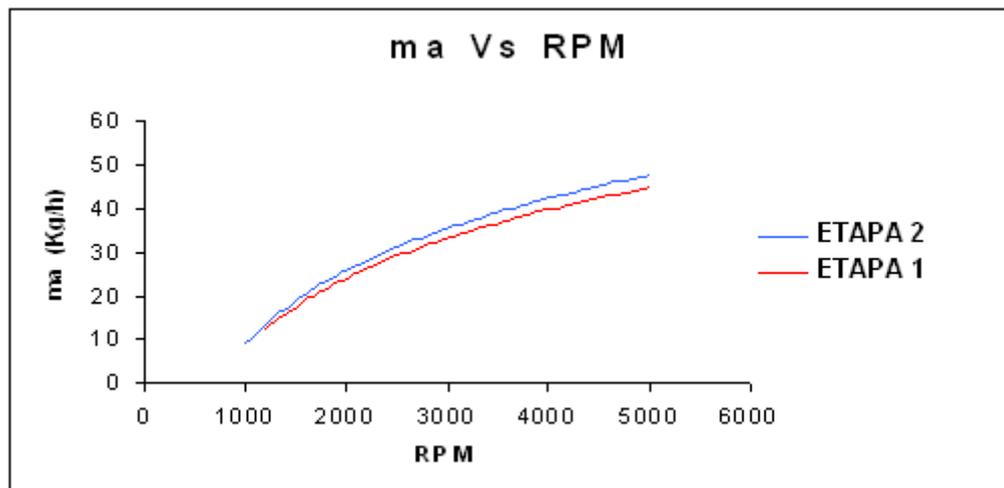


FIGURA 11.8 CONSUMO MÁSSICO DE AIRE (ETAPA 1 – ETAPA 2)

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

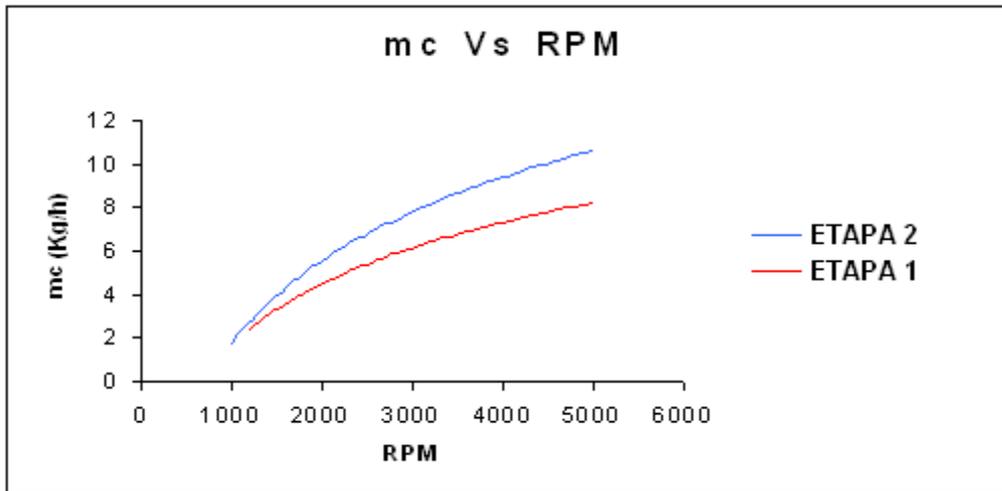


FIGURA 11.9 CONSUMO MÁSSICO DE COMBUSTIBLE
(ETAPA 1 – ETAPA 2)

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

11.2.- ANALISIS COMPARATIVO ETAPA 1 – ETAPA 3

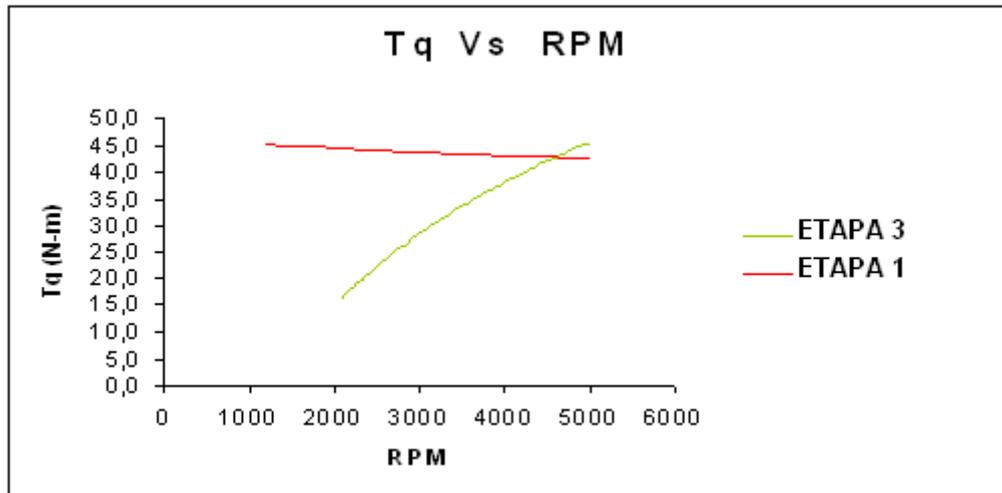


FIGURA 11.10 TORQUE (ETAPA 1 – ETAPA 3)

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

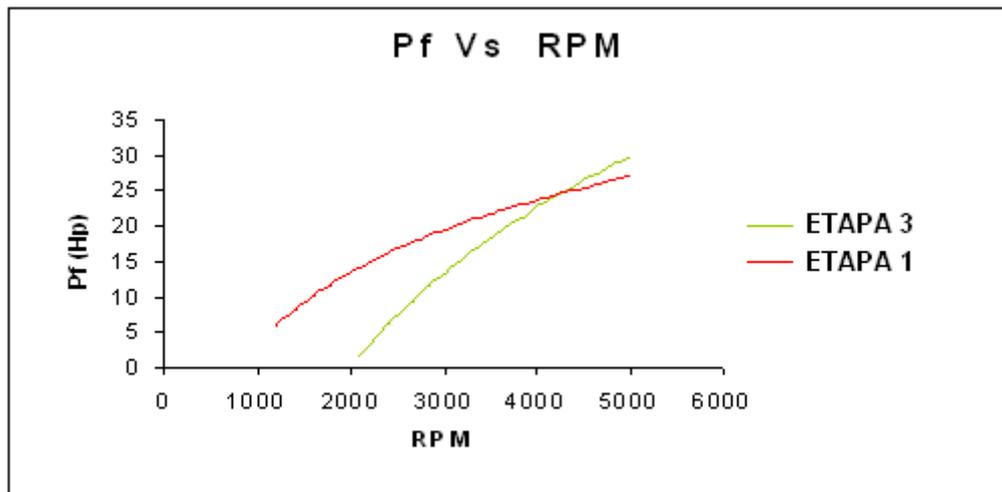


FIGURA 11.11 POTENCIA AL FRENO (ETAPA 1 – ETAPA 3)

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

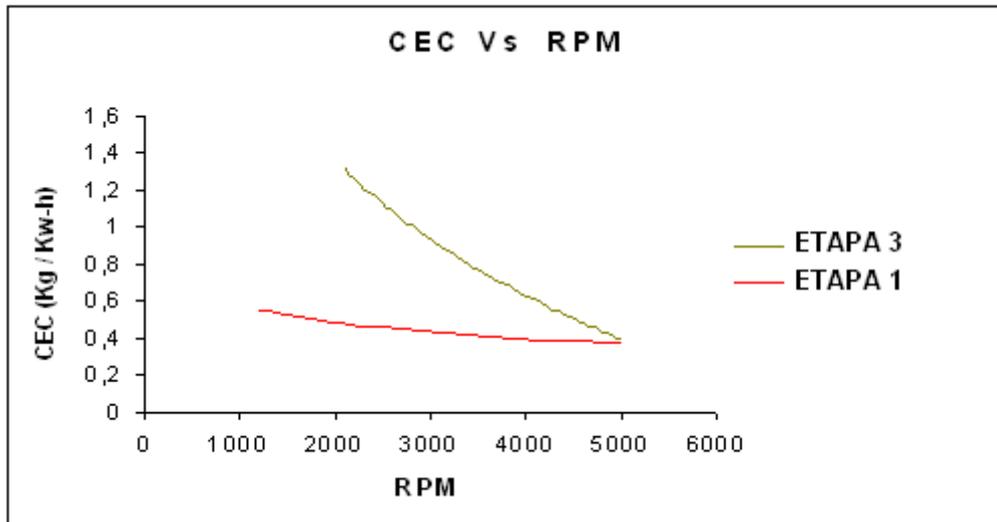


FIGURA 11.12 CONSUMO ESPECÍFICO DE COMBUSTIBLE
(ETAPA 1 – ETAPA 3)

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

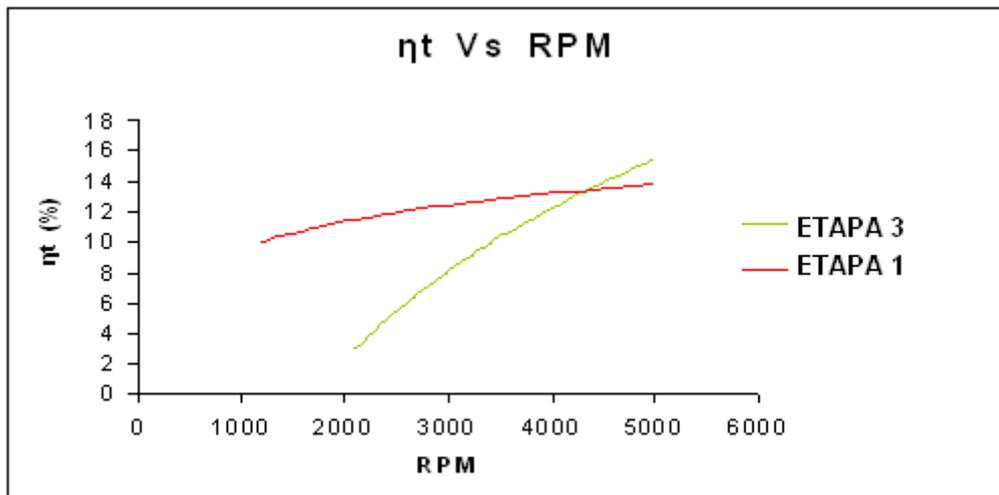


FIGURA 11.13 RENDIMIENTO TÉRMICO (ETAPA 1 – ETAPA 3)

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

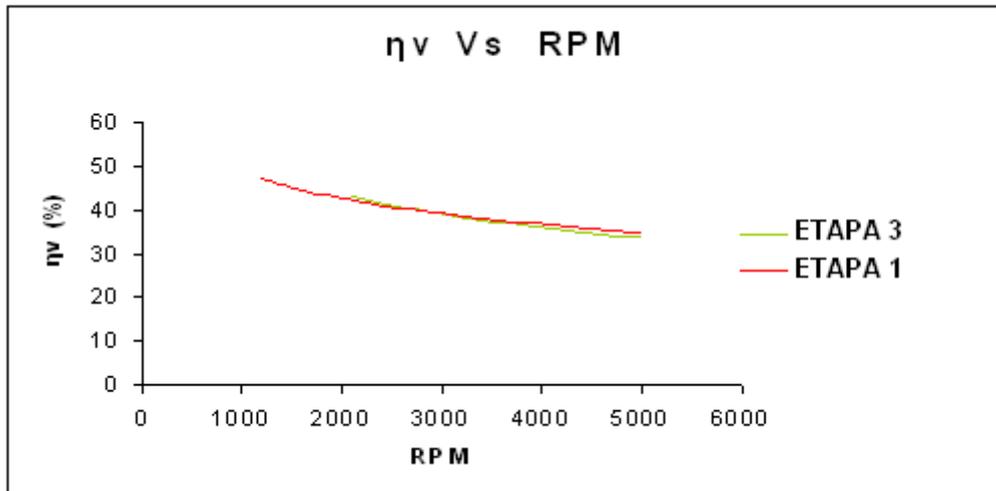


FIGURA 11.14 RENDIMIENTO VOLUMÉTRICO (ETAPA 1 – ETAPA 3)

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

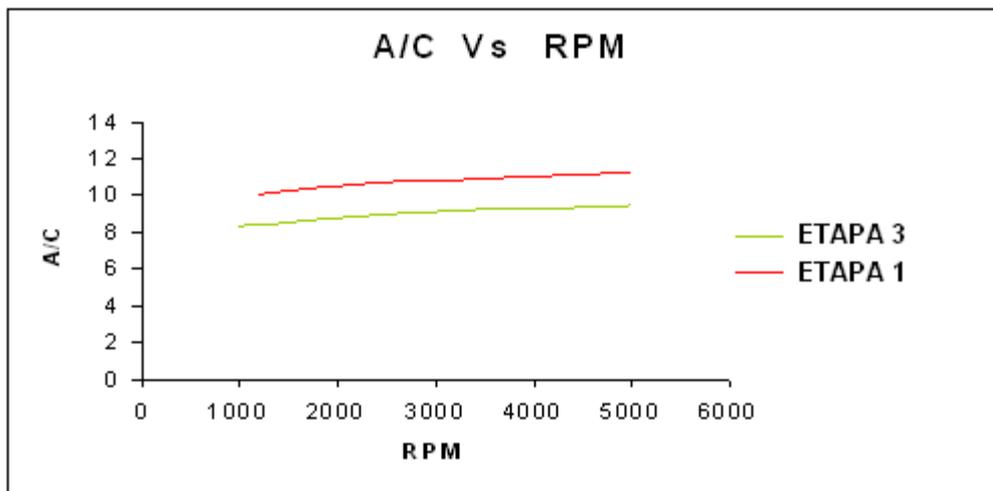


FIGURA 11.15 RELACIÓN AIRE / COMBUSTIBLE (ETAPA 1 – ETAPA 3)

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

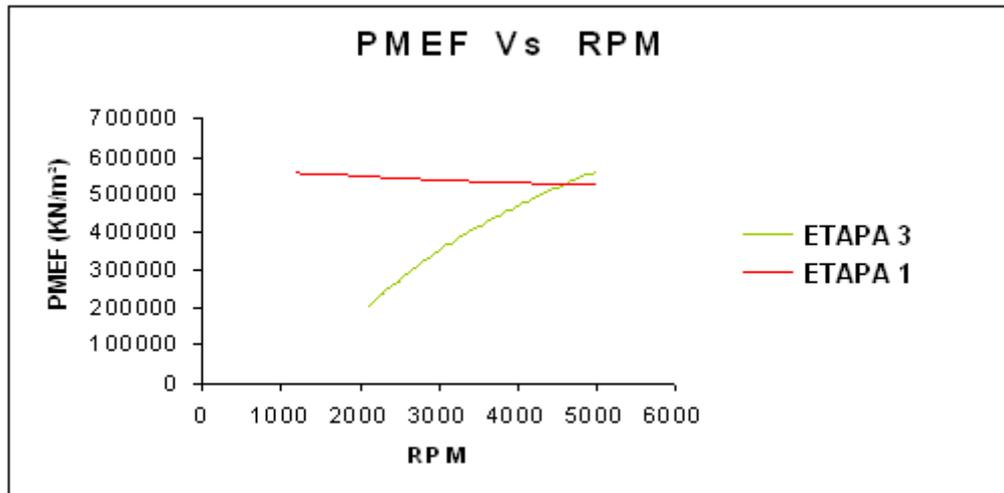


FIGURA 11.16 PRESIÓN MEDIA EFECTIVA (ETAPA 1 – ETAPA 3)

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

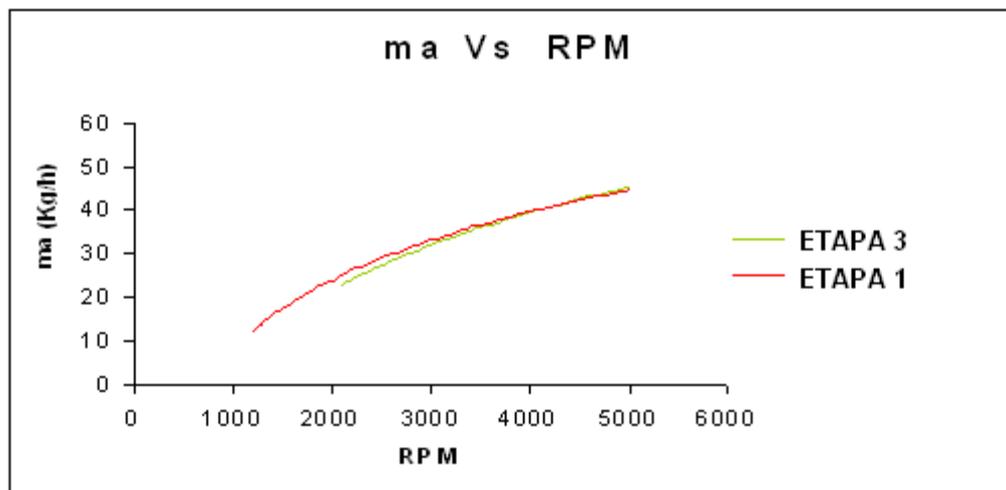


FIGURA 11.17 CONSUMO MASICO DE AIRE (ETAPA 1 – ETAPA 3)

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

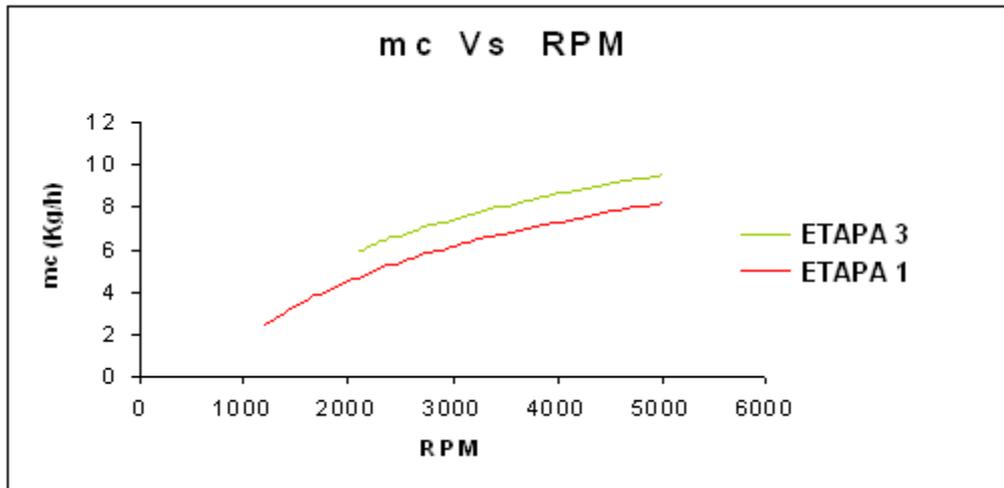


FIGURA 11.18 CONSUMO MASICO DE COMBUSTIBLE
(ETAPA 1 – ETAPA 3)

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

11.3.- ANALISIS COMPARATIVO ETAPA 1 – ETAPA 4

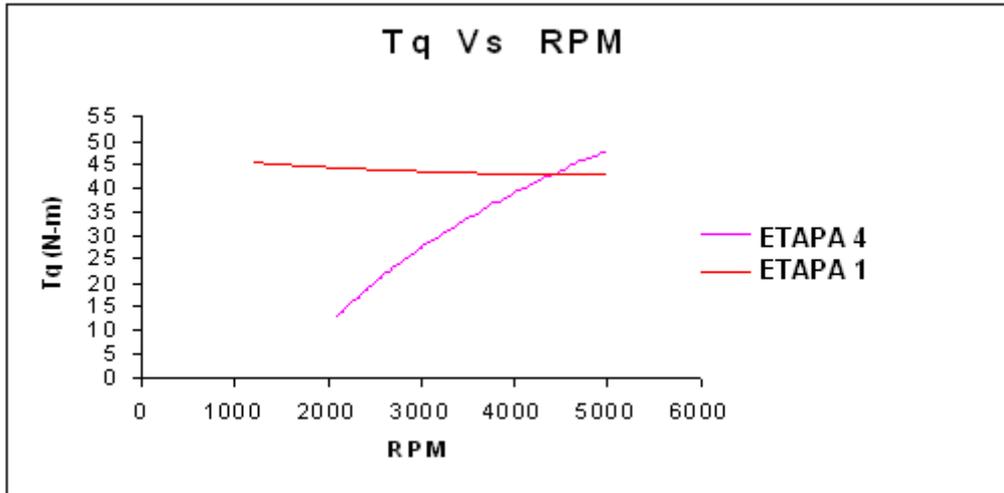


FIGURA 11.19 TORQUE (ETAPA 1 – ETAPA 4)

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

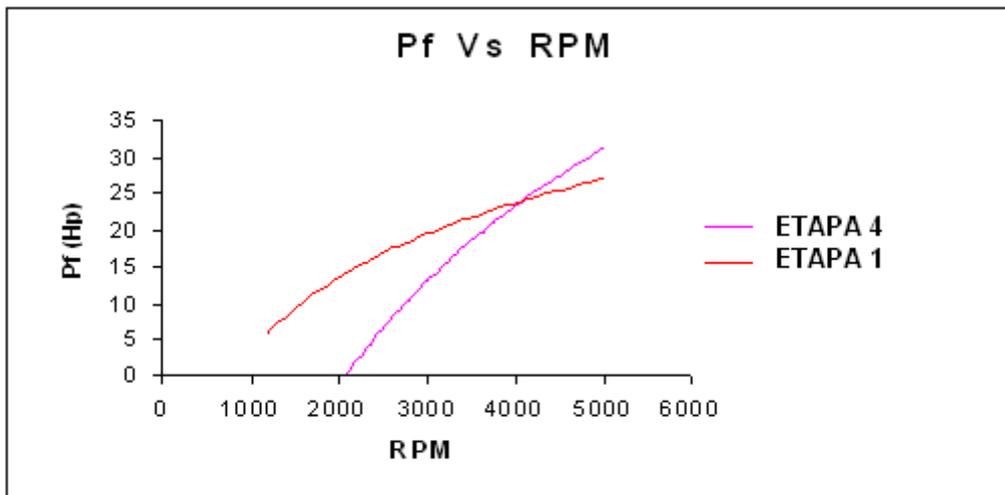


FIGURA 11.20 POTENCIA AL FRENO (ETAPA 1 – ETAPA 4)

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

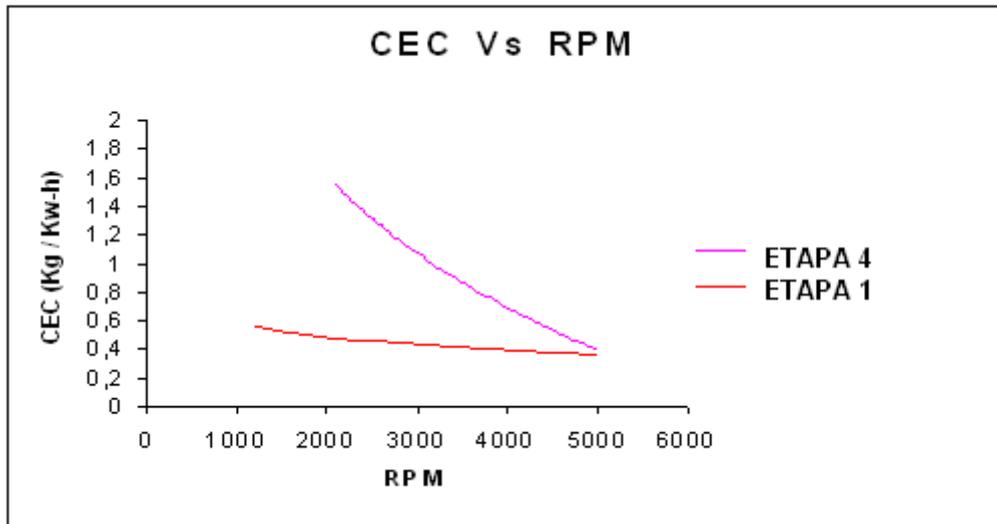


FIGURA 11.21 CONSUMO ESPECÍFICO DE COMBUSTIBLE
(ETAPA 1 – ETAPA 4)

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

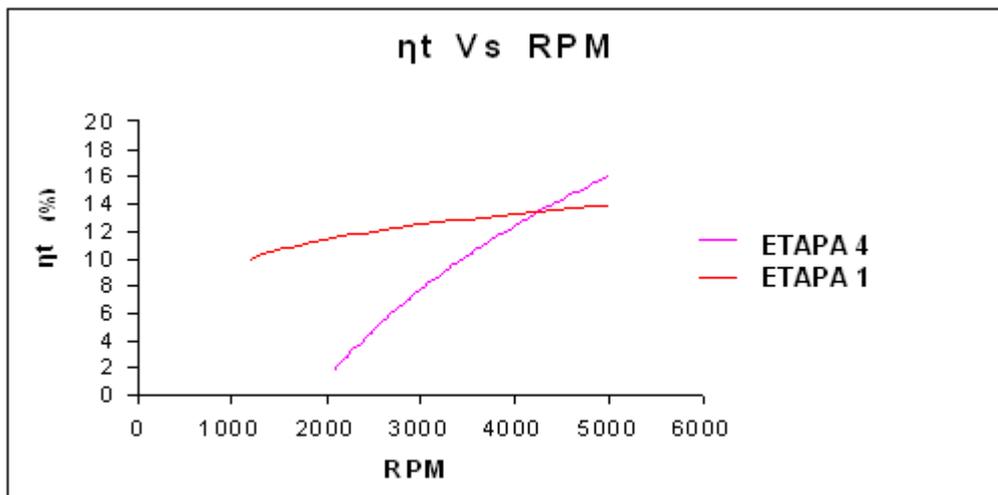


FIGURA 11.22 RENDIMIENTO TÉRMICO (ETAPA 1 – ETAPA 4)

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

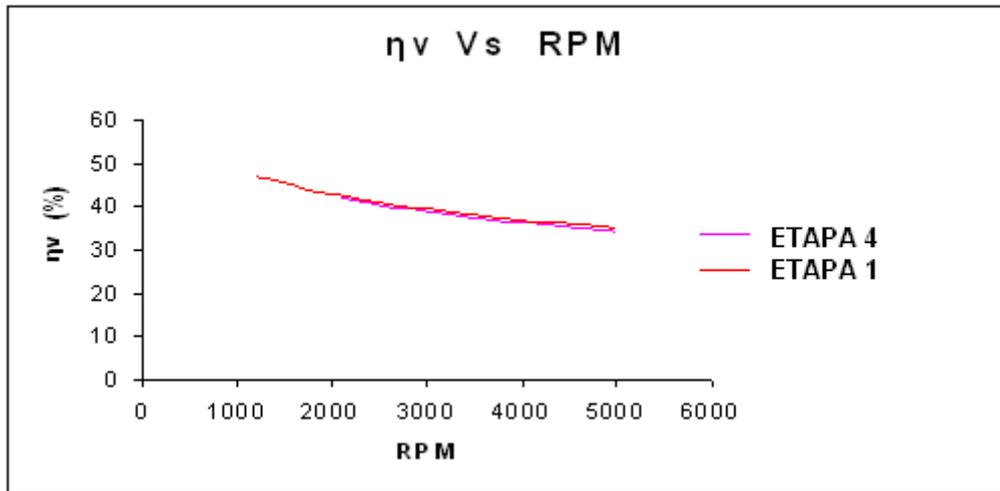


FIGURA 11.23 RENDIMIENTO VOLUMÉTRICO (ETAPA 1 – ETAPA 4)

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

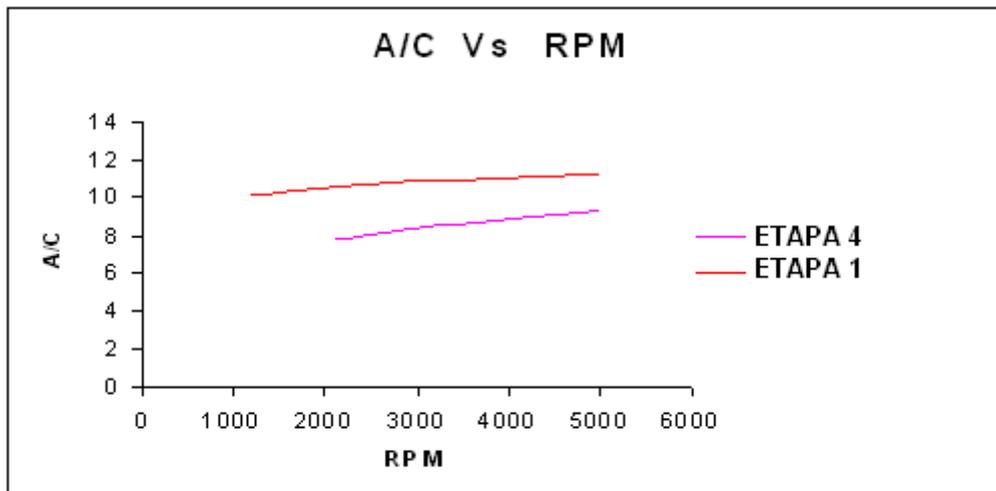


FIGURA 11.24 RELACIÓN AIRE / COMBUSTIBLE (ETAPA 1 – ETAPA 4)

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

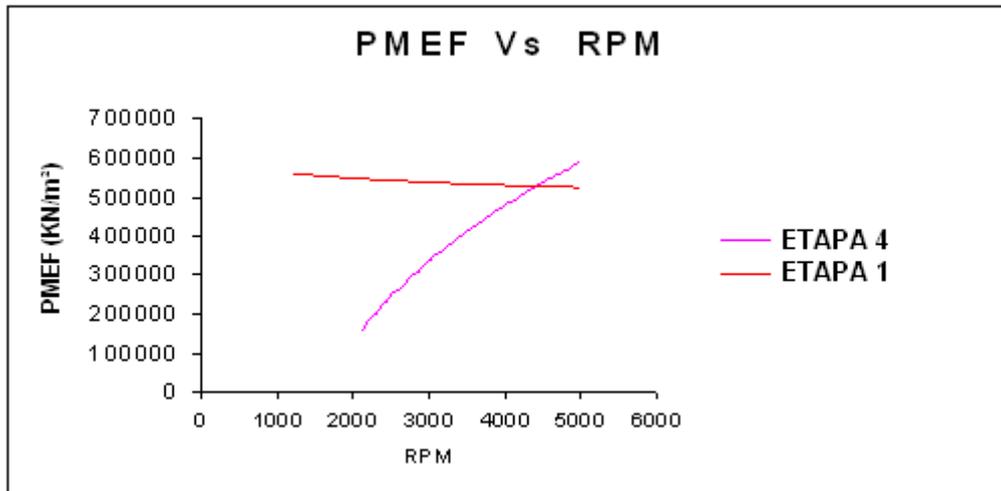


FIGURA 11.25 PRESIÓN MEDIA EFECTIVA (ETAPA 1 – ETAPA 4)

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

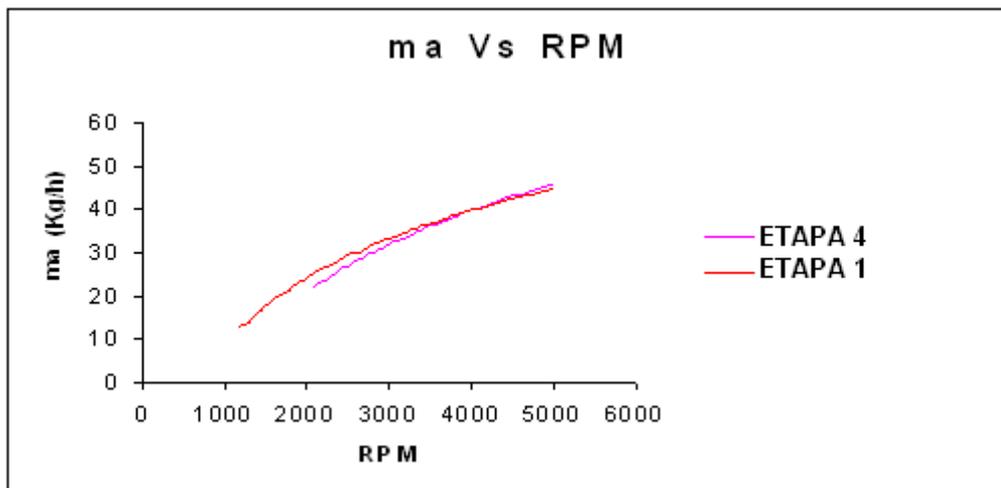


FIGURA 11.26 CONSUMO MÁSCICO DE AIRE (ETAPA 1 – ETAPA 4)

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

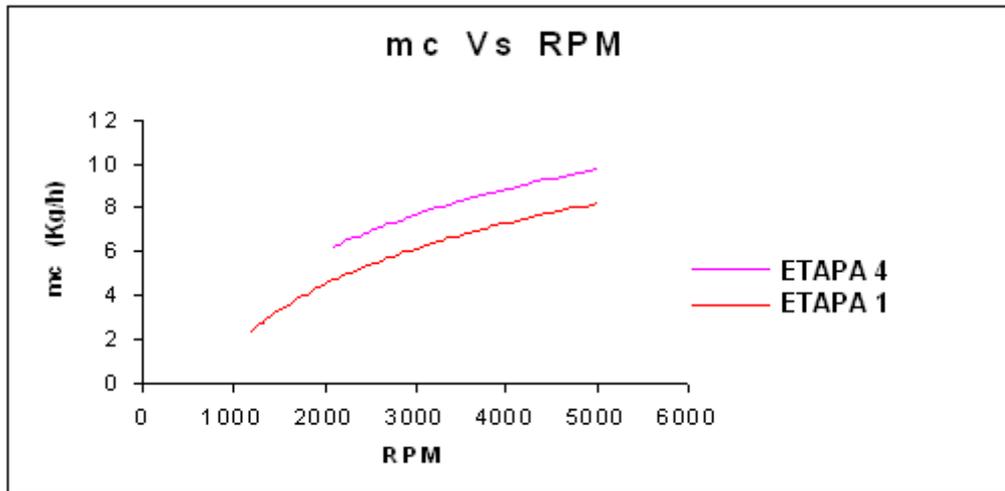


FIGURA 11.27 CONSUMO MÁSIKO DE COMBUSTIBLE
(ETAPA 1 – ETAPA 4)

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

11.4.- ANALISIS COMPARATIVO ETAPA 1 – ETAPA 5

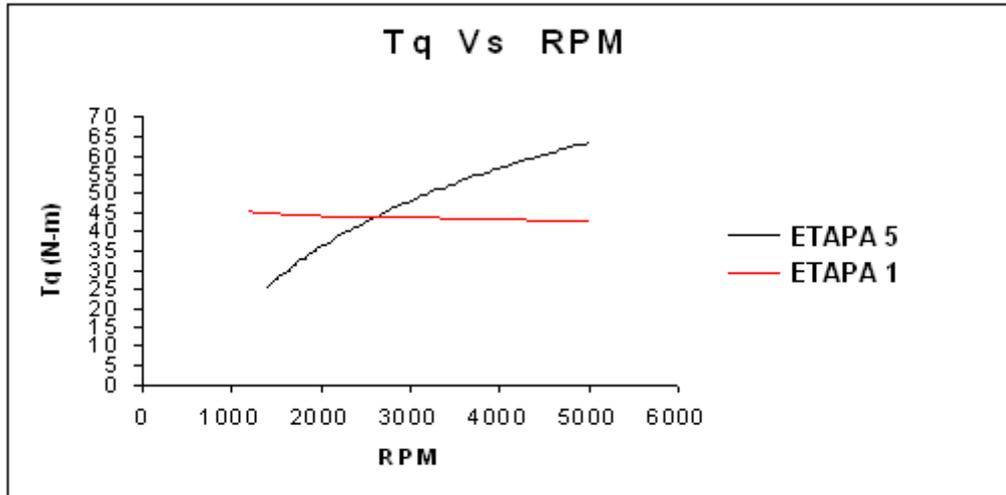


FIGURA 11.28 TORQUE (ETAPA 1 – ETAPA 5)

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

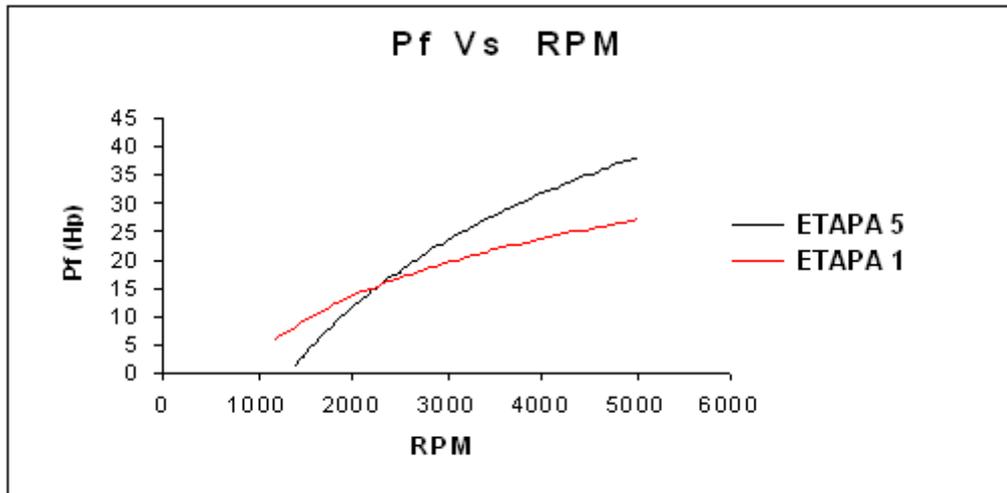


FIGURA 11.29 POTENCIA AL FRENO (ETAPA 1 – ETAPA 5)

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

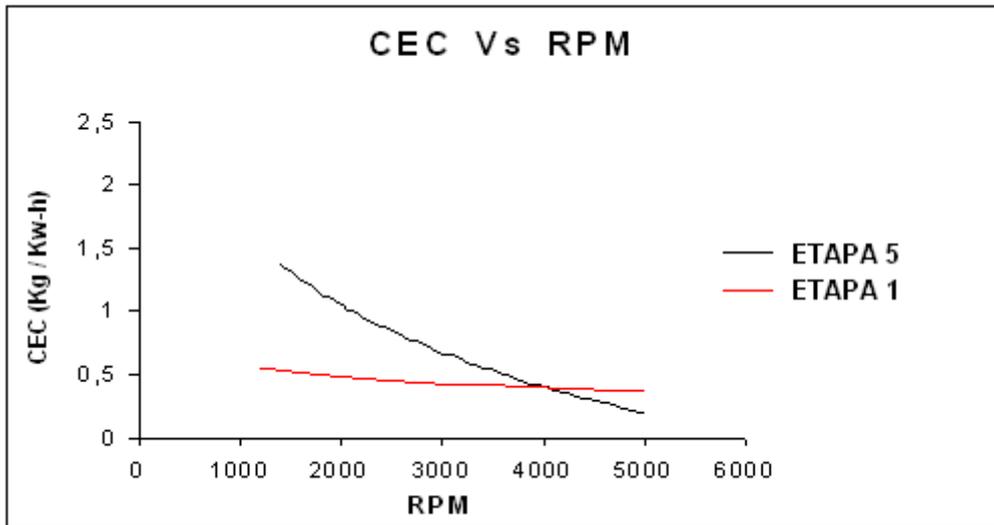


FIGURA 11.30 CONSUMO ESPECÍFICO DE COMBUSTIBLE
(ETAPA 1 – ETAPA 5)

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

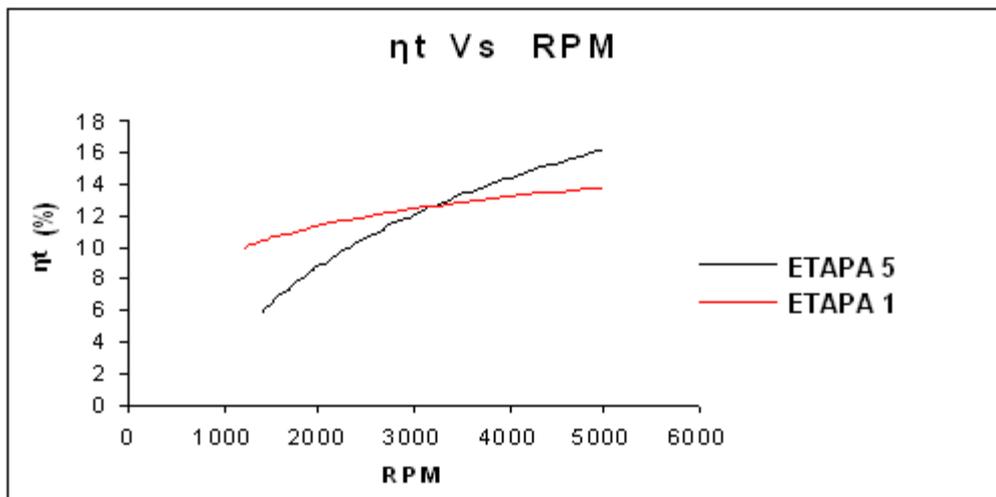


FIGURA 11.31 RENDIMIENTO TÉRMICO (ETAPA 1 – ETAPA 5)

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

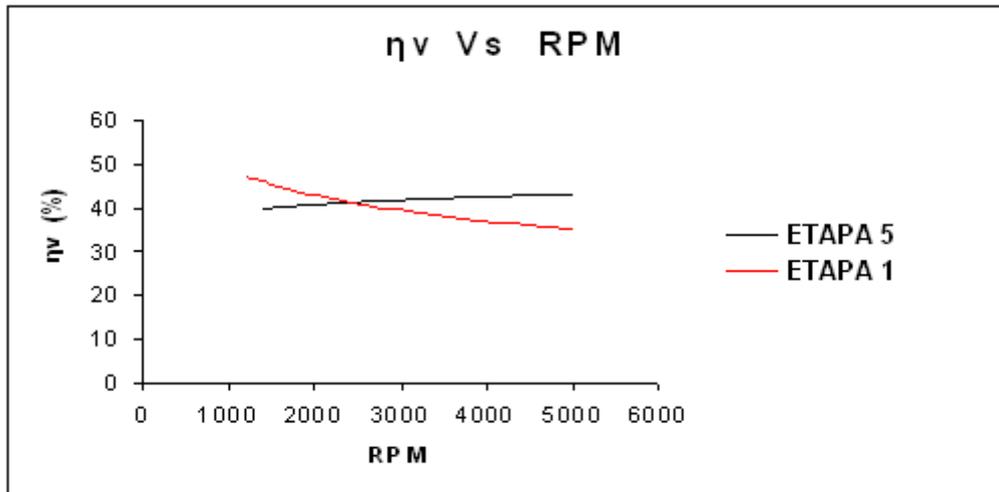


FIGURA 11.32 RENDIMIENTO VOLUMÉTRICO (ETAPA 1 – ETAPA 5)

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

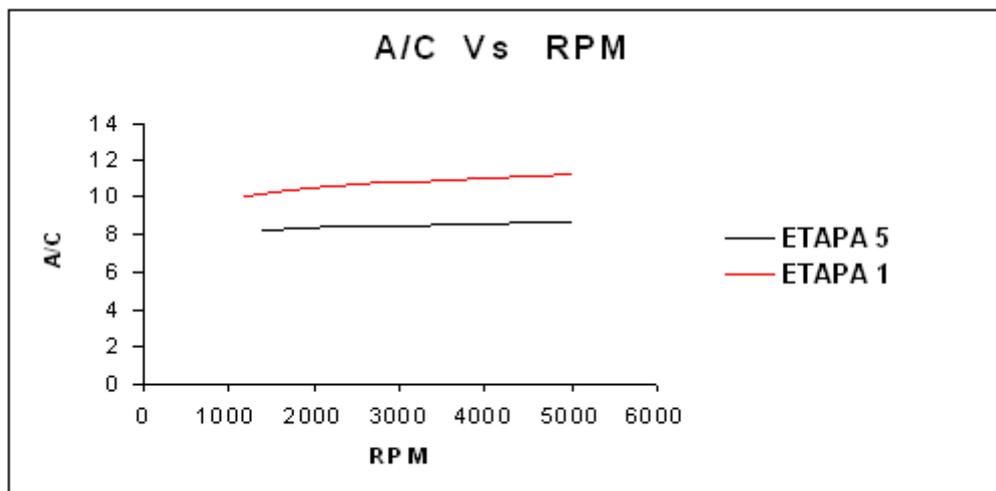


FIGURA 11.33 RELACIÓN AIRE / COMBUSTIBLE (ETAPA 1 – ETAPA 5)

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

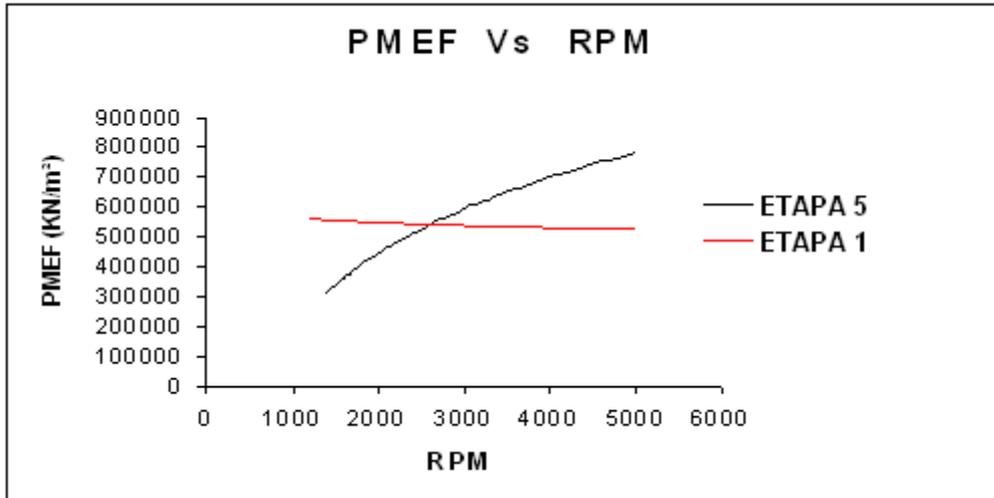


FIGURA 11.34 PRESIÓN MEDIA EFECTIVA (ETAPA 1 – ETAPA 5)

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

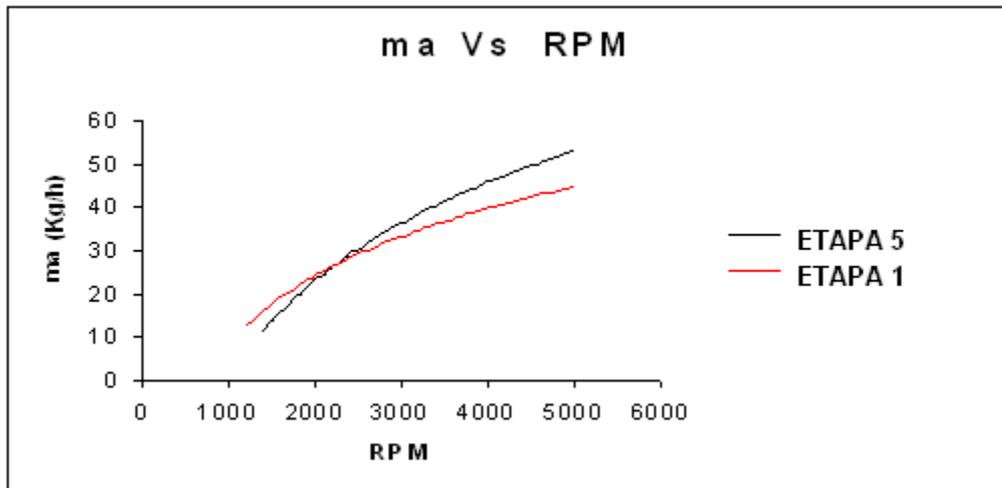


FIGURA 11.35 CONSUMO MÁSCICO DE AIRE (ETAPA 1 – ETAPA 5)

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

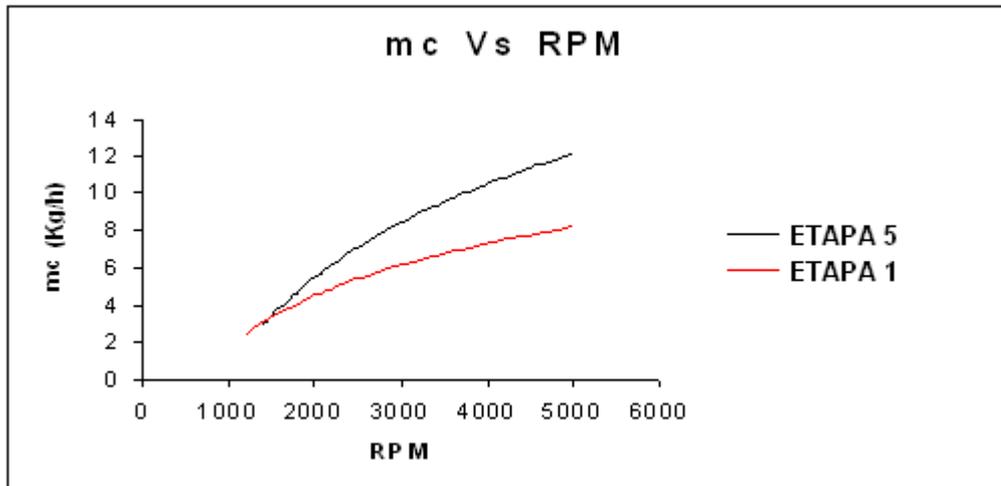


FIGURA 11.36 CONSUMO MÁSIICO DE COMBUSTIBLE
(ETAPA 1 – ETAPA 5)

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

TABLA 11.1 COMPARATIVA (ETAPA 1 – ETAPA 5)

	ETAPA 1	ETAPA 5
CILINDRADA	1007 cc	1021 cc
DIAMETRO – CARRERA	74.5 mm - 77.0 mm	75 mm - 77.0 mm
POTENCIA	26.6 Hp @ 5000 rpm	35.79 Hp @ 5000 rpm
TORQUE	44 N-m @ 3300 rpm	60 N-m @ 3300 rpm
RELACIÓN DE COMPRESIÓN	9.5 : 1	12 : 1

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

XII.- CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

12.1.- CONCLUSIONES

- En la etapa final se incremento la Potencia del motor en 9 Hp (34 %) con la tendencia a seguir aumentado, considerando las limitaciones del banco de pruebas (5000 RPM max).
- En la etapa final se incremento el Torque del motor en 16 N-m (37 %), con su pico máximo a 3600 RPM.
- En la etapa final se incremento el Consumo Específico de Combustible del motor en 0.08 Kg/Kw-h (22.2 %), a 3300 RPM.
- En la etapa final se incremento el Rendimiento Térmico del motor en 0.97 %, con su pico máximo a 5000 RPM.
- En la etapa final se incremento el Rendimiento Volumétrico del motor en 0.67 %, con su pico máximo a 5000 RPM.
- En la etapa final se incremento la Presión Media Efectiva del motor en 233958,6 KN/m² (43 %), con su pico máximo a 3600 RPM.
- En la etapa final se incremento el Consumo Másico de Aire del motor en 3.7 Kg/h (7.7 %), con su pico máximo a 5000 RPM.
- En la etapa final se incremento el Consumo Másico de Aire del motor en 1.28 Kg/h (12.5 %), con su pico máximo a 4500 RPM.
- Se demostró que el eje de levas es el elemento que influye mayoritariamente en el comportamiento y el rendimiento del motor.

- Se determinó que la calibración del juego de válvulas es un parámetro que influye considerablemente sobre el rendimiento del motor al cambiar radicalmente los ángulos del diagrama de distribución.
- Se demostró a través de la bomba calorimétrica adiabática, que el elevador de octanaje disminuye el valor del poder calorífico del combustible (Q_{neto}).
- El proyecto permitió desarrollar un procedimiento técnico de trucaje y preparación de motores, fundamentándose en la información recogida del banco de pruebas.

12.2.- RECOMENDACIONES

- En el periodo de asentamiento del motor se debe verificar que la presión de aceite del motor no caiga de 2 Kg/cm^2 y que la temperatura no supere los 100°C .
- Es necesario la perfecta alineación del motor con respecto al banco de pruebas, ya que la excesiva vibración puede romper la junta elástica que une al motor con el dinamómetro.
- En el proceso de aligerado de masas se debe hacer un control riguroso del peso para evitar una reducción excesiva.
- No se debe sobrepasar la velocidad de giro especificada por el fabricante de las piedras abrasivas y cepillos, utilizando siempre protección visual y auditiva (el ruido generado por el taladro llega a los 80 db).

- El control de la temperatura del refrigerante debe ser continuo, ya que al estar trabajando el motor en un ambiente cerrado el calor no se disipa con facilidad.
- Es necesario la instalación de un ventilador externo para disipar el calor que emana el header, además de un recubrimiento de protección.

ANEXO 1. SUZUKI FORSA SA-310

El Suzuki SA-310 se introdujo en 1984 para complementar la línea Suzuki de automóviles compactos. El Suzuki SA-310 competía en esos tiempos con el Charada de Daihatsu, Nissan Micra y Opel Corsa. En 1986 unos detalles menores cambiaron y el automóvil fue nombrado "Swift". General Motors lo compro y lo vendió como "Chevrolet Sprint" en EE.UU.. El Suzuki SA-310 se vendió en versiones GA (modelo básico) y GL (modelo de lujo). Cuatro personas japonesas pueden encajar fácilmente pero para los europeos más altos el automóvil debe ser considerado conveniente para dos adultos y dos niños. En norte América y Canadá lo conocen como: Pontiac Firefly - Chevrolet Sprint - Geo Metro, en Japón existe una versión especial llamada Suzuki Cultus que genera 100 Hp de serie con un motor G13 1300 cc DOHC

El Suzuki SA-310 tiene un motor construido completamente de aleación ligera que pesa sólo 63 kg. Es un motor hecho para la eficacia de combustible, no la velocidad. El torque producido por este motor hace que el automóvil suba las colinas con una facilidad inesperada. El consumo es el punto más fuerte del Suzuki SA-310. Se puede manejar aproximadamente con 1 litro por 23 kilómetros. Los cambios de la caja son rápidos y precisos como es lo esperado en un automóvil japonés.

La suspensión es similar a la del Suzuki Alto, la misma que es ruda. Esta suspensión en conducción normal no presenta problemas, pero en conducción deportiva la toma de una curva abierta puede producir sobreviraje²⁵, y en cambio la toma de una curva cerrada puede producir subviraje²⁶.

A su debido tiempo el Suzuki SA-310 demostró ser excepcionalmente fiable. Puede andar sobre los 250.000 kilómetros



FIGURA A1.1 Suzuki Forsa SA-310

²⁵ Tendencia de un coche a aumentar la deriva de sus ruedas traseras más que la de las delanteras cuando aumenta la fuerza lateral.

²⁶ Tendencia de un coche a aumentar la deriva de sus ruedas delanteras más que la de las traseras cuando aumenta la fuerza lateral.

FUENTE: www.teamswift.net

TABLA A1.1 ESPECIFICACIONES DEL MOTOR	
TIPO DE MOTOR	Cuatro tiempos, refrigerado por agua
NUMERO DE CILINDROS	3
CILINDRADA	993 cc
DIAMETRO – CARRERA	74.0 mm - 77.0 mm
POTENCIA	34.75 Hp @ 5100 rpm
TORQUE	60 N-m @ 3200 rpm
RELACIÓN DE COMPRESIÓN	9.5 : 1
CARBURADOR	AISAN descendente, doble cuerpo
PESO	63 kg
LUBRICANTE	10W40 (3.5 Lts)

FUENTE: HAYNES, Automotive Repair Manual Chevrolet Sprint & Geo Metro

Nota: En los valores de potencia y torque de la tabla A1.1 se consideran las pérdidas por altura (2760 mts ESPE matriz).

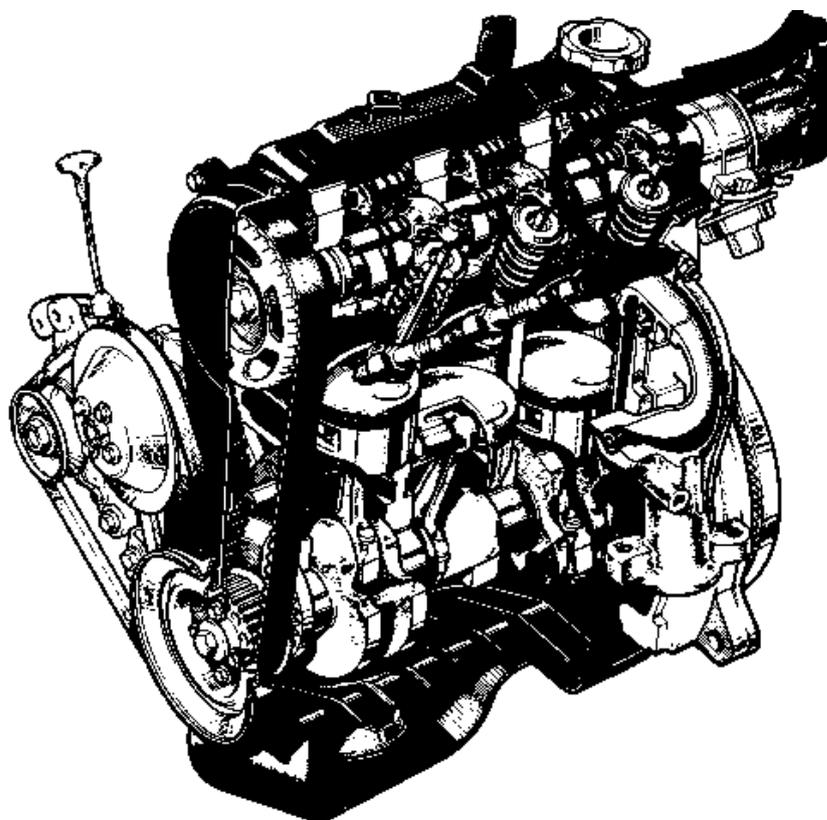


FIGURA A1.2 Bosquejo del Motor G10

FUENTE: www.teamswift.net

TABLA A1.2 TRANSMISION MANUAL 5 VELOCIDADES	
NUMERO DE MARCHA	RELACION
PRIMERA	3,42:1
SEGUNDA	1,89:1
TERCERA	1,28:1
CUARTA	0,91:1
QUINTA	0,76:1
RETRO	3,27:1
REDUCCION FINAL	4,1:1

FUENTE: www.redlinegti.com

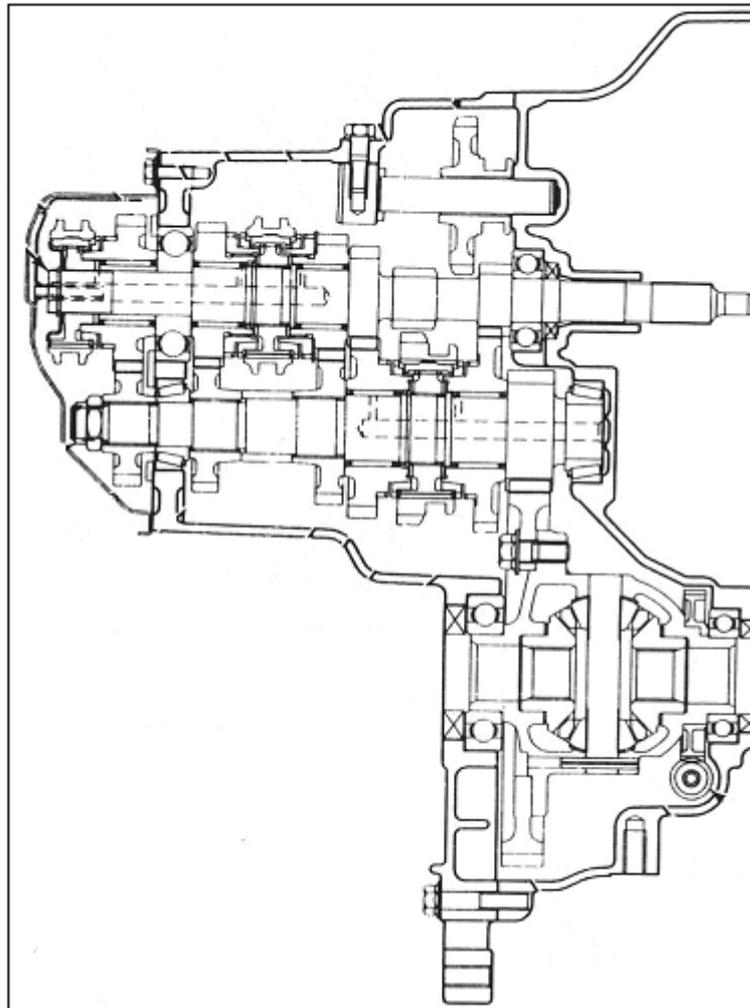
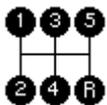


FIGURA A1.3 Bosquejo de la Transmisión Manual

FUENTE: HAYNES, Automotive Repair Manual Chevrolet Sprint & Geo Metro.

TABLA A1.3 ACELERACIONES

ACELERACIÓN DESDE CERO 	0 – 60 km/h	5.7 sec.
	0 - 80 km/h	9.3 sec.
	0 - 100 km/h	14.9 sec
	0 - 120 km/h	24.0 sec.
ACELERACIÓN EN 4ta	60 - 80 km/h	7.5 sec
	60 - 100 km/h	15.7 sec
	60 - 120 km/h	26.6 sec
ACELERACIÓN 5ta	60 - 80 km/h	10.3 sec
	60 - 100 km/h	23.0 sec
	60 - 120 km/h	40.2 sec
DIFERENCIA ENTRE LA VELOCIDAD REAL Y LA DEL INDICADOR	50 km =	45 km
	80 km =	70 km
	100 km =	93 km
MÁXIMA VELOCIDAD OFICIAL	145 KM/h	
MAXIMA VELOCIDAD REGISTRADA	170 KM/h	

FUENTE: www.redlinegti.com

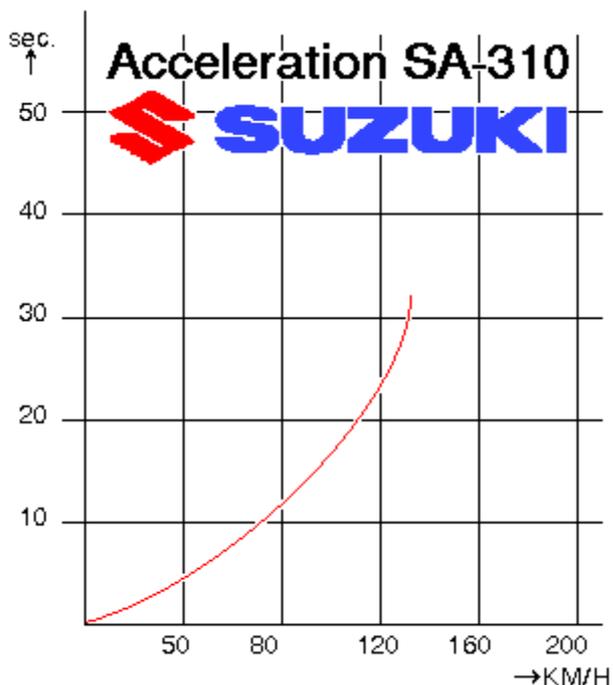


FIGURA A1.4 Aceleración Suzuki SA- 310

TABLA A1.4 MEDIDAS Y FRENOS	
PESO TOTAL (sin sistema de audio)	675 kg
PESO TOTAL (con sistema de audio y combustible)	760 kg
PESO MAXIMO TOLERABLE	1130 kg
LARGO, ANCHO, ALTURA	359 cm, 155 cm, 135 cm
DISEÑO CHASIS	Motor – tracción delantera
FRENOS DELANTEROS	Disco (con mordaza flotante)
FRENOS POSTERIORES	Tambor
FRENADO A 100 KM/h	47 metros
NEUMATICOS- PRESION	145SR12 (Michelin MX) - 220 kPa (2.2 km/cm ² , 31 psi)
SUSPENCIÓN	Delantera :independiente- Posterior: eje rígido
AMORTIGUADORES	<u>Koni</u>

FUENTE: www.redlinegti.com

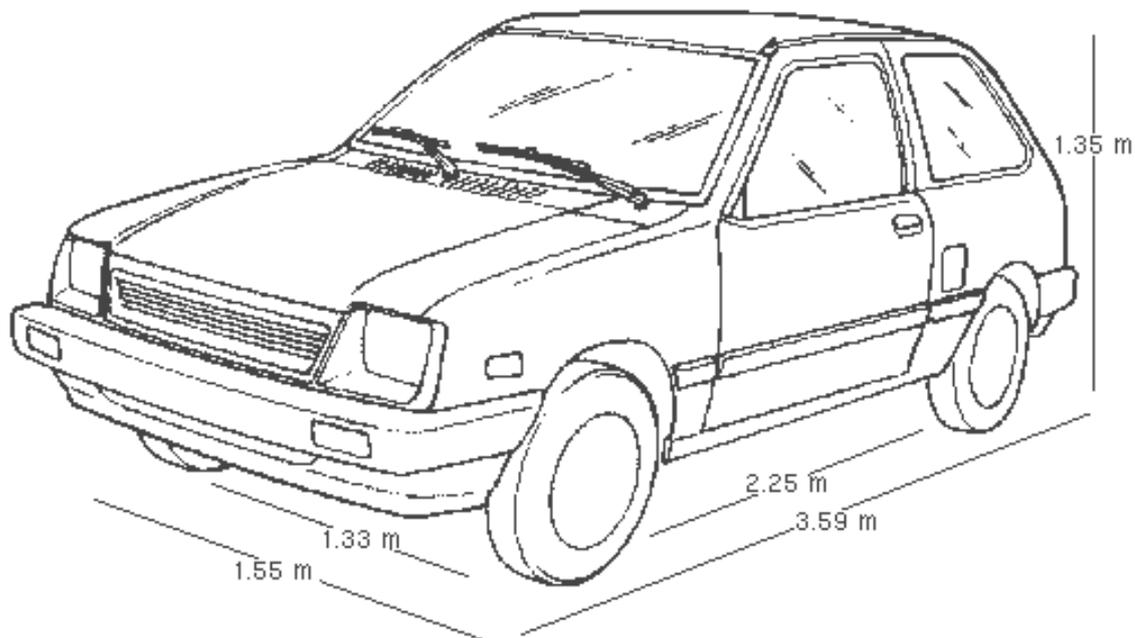


FIGURA A1.5 Bosquejo de la Carrocería

FUENTE: www.redlinegti.com

ANEXO 2. BOMBA CALORIMETRICA ADIABATICA

El objetivo de la utilización de la bomba calorimétrica adiabática en nuestro estudio es la obtención del poder calorífico de la gasolina super aditivada, la misma que fue utilizada en las respectivas pruebas, con una relación de mezcla de 1 elevador de octanaje de 250 ml BARDAHL en 5 galones de gasolina con la finalidad de evitar la detonación del combustible por la elevada relación de compresión que presenta el cabezote trucado.

La importancia de la obtención del poder calorífico de esta mezcla combustible radica en el cálculo del rendimiento térmico del motor para las pruebas en las que se utilizo dicho combustible.

Esta bomba calorimétrica adiabática de Gallenkamp, es esencialmente un calorímetro de agua convencional. Sin embargo, adquiere la característica de adiabática al tener una camisa alrededor del recipiente que contiene el agua en el cual se sumerge la bomba. Esta camisa posee una solución de agua destilada y bicarbonato de sodio; al llevar a cabo la combustión, un termistor recepta la elevación de temperatura del agua del calorímetro que en forma electrónica comanda el encendido automático de un calentador eléctrico que calienta el agua de la camisa a la misma temperatura censada.



FIGURA A2.1 Bomba Calorimétrica Adiabática

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores.

Los valores resultantes obtenidos en el proceso se expresan en la siguiente tabla:

**TABLA A2.1 DATOS RESULTANTES
(GASOLINA SUPER ADITIVADA)**

CAPACIDAD CALORÍFICA TOTAL DEL APARATO	18895.71	J / °C
PESO DEL COMBUSTIBLE	0.8	gr
TEMPERATURA INICIAL	22	°C
TEMPERATURA FINAL	24.40	°C
ELEVACIÓN DE TEMPERATURA	2.40	°C
ENERGÍA TOTAL LIBERADA	45349.71	J
<u>VALOR CALORÍFICO</u>	<u>56687.14</u>	J / gr

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

Nota: El procedimiento también fue aplicado a la gasolina súper corriente, ya que en las dos primeras pruebas se utilizó este tipo de combustible.

**TABLA A2.2 DATOS RESULTANTES
(GASOLINA SUPER CORRIENTE)**

CAPACIDAD CALORÍFICA TOTAL DEL APARATO	18895.71	J / °C
PESO DEL COMBUSTIBLE	0.8	gr
TEMPERATURA INICIAL	21.7	°C
TEMPERATURA FINAL	24.61	°C
ELEVACIÓN DE TEMPERATURA	2.91	°C
ENERGÍA TOTAL LIBERADA	54986.5	J
<u>VALOR CALORÍFICO</u>	<u>68733.14</u>	J / gr

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

ANEXO 3. CONJUNTO DINAMÓMETRO – MOTOR

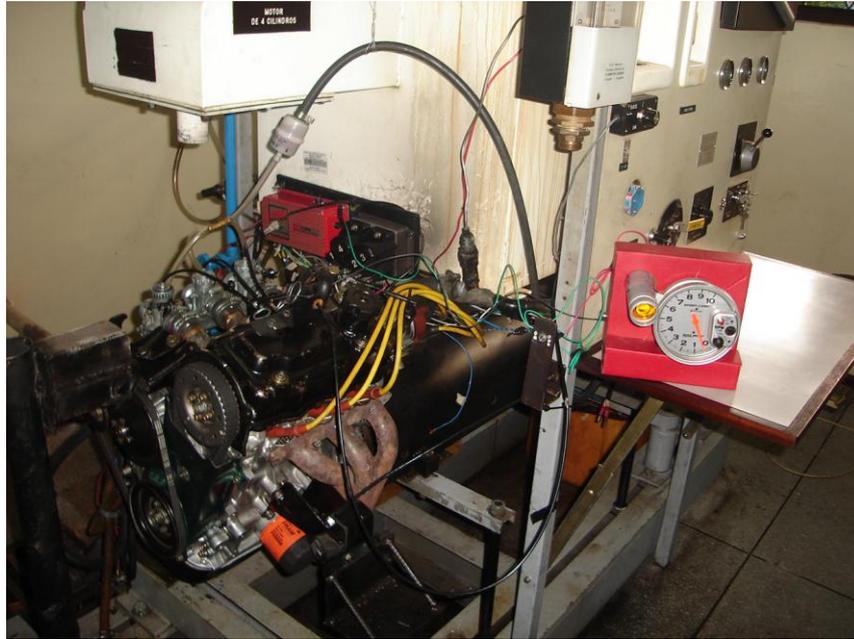


FIGURA A3.1 Conjunto Dinamómetro – Motor (1)

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores.



FIGURA A3.2 Conjunto Dinamómetro – Motor (2)

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

ANEXO 4. ESPECIFICACIONES DE TORQUE (MOTOR G10)

TABLA A4 TORQUE ESPECIFICADO

COMPONENTE	SISTEMA	
	U.S	MÉTRICO
PERNOS DEL CABEZOTE	54 ft-lbs	73 N-m
PERNOS DE LA TAPA DE VÁLVULAS	44 inch-lbs	5 N-m
PERNO CENTRAL DE LA CORONA DENTADA DEL EJE DE LEVAS	44 ft-lbs	60 N-m
TORNILLOS DEL EJE DE BALANCINES	7- 9 ft-lbs	9 -12 N-m
TUERCA DE AJUSTE DEL BALANCÍN	11 -13 ft-lbs	15 -19 N-m
PERNOS DEL COVERTOR DE LA BANDA DE DISTRIBUCIÓN	97 inch-lbs	11 N-m
ESPARRAGO DE REGULACIÓN DEL TEMPLADOR DE LA DISTRIBUCIÓN	8 ft-lbs	11 N-m
PERNO DEL TEMPLADOR DE LA DISTRIBUCIÓN	20 ft-lbs	27 N-m
TURCAS DE LA TAPA DE BIELA	24 -26 ft-lbs	33 -35 N-m
PERNOS DE LA TAPA DE BANCADA	36 - 41 ft-lbs	50 - 60 N-m
PERNOS DE LA BOMBA DE ACEITE	97 inch-lbs	11 N-m
PERNOS DE LA CERNIDERA DE ACEITE	97 inch-lbs	11 N-m
PERNOS DEL CARTER DE ACEITE	9 ft-lbs	11 N-m
TAPON DEL CARTER DE ACEITE	26 ft-lbs	35 N-m
PERNOS DE LA BOMBA DE AGUA	115 inch-lbs	13 N-m
PERNOS DE LA POLEA DE LA BOMBA DE AGUA	18 ft-lbs	24 N-m
PERNO CENTRAL DEL PIÑÓN DEL CIGÜEÑAL	81 ft-lbs	110 N-m
PERNOS DE LA POLEA DEL CIGÜEÑAL	8 ft-lbs	11 N-m
PERNO DE LA REGULACIÓN - SUJECIÓN DEL DISTRIBUIDOR	11 ft-lbs	15 N-m
BUJÍAS	21 ft-lbs	20 N-m
TUERCAS DEL MULTIPLE DE ADMISIÓN – ESCAPE	17 ft-lbs	23 N-m
PERNOS DE MONTAJE DEL ARRANQUE	17 ft-lbs	23 N-m
PERNOS DEL VOLANTE DE INERCIA	47 ft-lbs	64 N-m
PERNO TEMPLADOR DE LA BANDA DE ACCESORIOS	17 ft-lbs	23 N-m
PERNOS DE LA CARCASA DEL TERMOSTATO	15 ft-lbs	20 N-m
TAPA POSTERIOR DEL CIGÜEÑAL	97 inch-lbs	11 Nm

FUENTE: HAYNES, Automotive Repair Manual Chevrolet Sprint & Geo Metro

ANEXO 5. PRUEBA DEL MOTOR TRUCADO (ETAPA 6)

Las pruebas del motor se han clasificado en etapas, las mismas que dependen del grado de trucaje del motor, la ETAPA 6 corresponde al trucaje del sistema de alimentación (Carburadores independientes) combinado al trucaje del $\frac{3}{4}$ del motor, del cabezote, del sistema de encendido (MSD), y del sistema de escape (Header)

TABLA A5.1. CONDICIONES DE PRUEBA (ETAPA 6)

ACELERACIÓN	100%
VELOCIDAD	VARIABLE
VOLUMEN DE PRUEBA	50 cm ³
CAJA DE AIRE (BANCO)	DESINSTALADA
TEMPERATURA AMBIENTE	24°C
TIPO DE COMBUSTIBLE	GASOLINA SUPER ADITIVADA
CABEZOTE	RELACIÓN DE COMPRESIÓN: 12:1
BLOQUE (3/4)	DIÁMETRO CILINDRO: 75 mm (+1 mm)
SIST. ESCAPE	HEADER (SIN SILENCIADOR)
TIPO DE CARBURADOR	MIKUNI (24 mm de difusor)
SHYGLOR BAJAS	100
SHYGLOR ALTAS	120
BUJÍAS	Bosch WR8DP (PLATINO)
CALIBRACIÓN BUJÍAS	0.9 mm
CABLES DE BUJÍA	MALLORY – SPRINT 8mm
TIPO DE BOBINA	MSD BLASTER SS (45.000 v)
CALIBRACIÓN VÁLVULA DE ADMISIÓN	0.30 mm (0.012")
CALIBRACIÓN VÁLVULA DE ESCAPE	0.35 mm (0.014")
COMPRESIÓN CILINDROS (1/2/3) PSI	160/160/160
ÁNGULO DE AVANCE AL ENCENDIDO	8 GRADOS
TIPO DE ALIMENTACIÓN DE COMBUSTIBLE	POR GRAVEDAD
EMPAQUE CABEZOTE	ESPECIAL
VOLUMEN CAMARA DE COMBUSTION	31 cc
EJE DE LEVAS	TRUCADO 310 / 0.287"
CILINDRADA TOTAL	1021 cc

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

TABLA A5.2 DATOS PRIMARIOS (ETAPA 6)

RPM	TORQUE (N-m)	TIEMPO CONSUMO VOLUMEN DE PRUEBA (seg)	TEMPERATURA REFRIGERACION		°T ESCAPE (°C)
			ENTRADA (°C)	SALIDA (°C)	
1500	16	32,05	66	80	380
2100	44	23,98	66	80	380
2400	43	21,86	62	78	420
2700	47	19,8	62	78	390
3000	56	17,3	58	78	390
3300	60	15,21	54	74	460
3600	63	13,81	52	74	490
3900	63	11,8	47	76	520
4200	61	11,78	46	74	580
4500	58	10,95	40	76	600
4800	55	10,43	26	70	600
5000	55	11,37	24	64	600

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

TABLA A5.3 DATOS RESULTANTES (ETAPA 6)

RPM	Pf (W)	Pf (hP)	mc (Kgr/h)	CEC (Kg/KW-h)
1500	2513,27412	3,369000165	4,1649922	1,657197741
2100	9676,10537	12,97065063	5,566638866	0,575297462
2400	10807,0787	14,48670071	6,106495883	0,565045933
2700	13288,9369	17,81358837	6,741818182	0,507325621
3000	17592,9189	23,58300115	7,716069364	0,438589493
3300	20734,5115	27,79425136	8,776331361	0,423271672
3600	23750,4405	31,83705156	9,666039102	0,406983572
3900	25729,6438	34,49013919	11,31254237	0,439669606
4200	26829,2013	35,96407676	11,33174873	0,422366235
4500	27331,8561	36,63787679	12,19068493	0,446024774
4800	27646,0154	37,05900181	12,79846596	0,46294071
5000	28797,9327	38,60312689	11,74036939	0,407680979

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

CURVAS DE DESEMPEÑO DEL MOTOR TRUCADO (ETAPA 6)

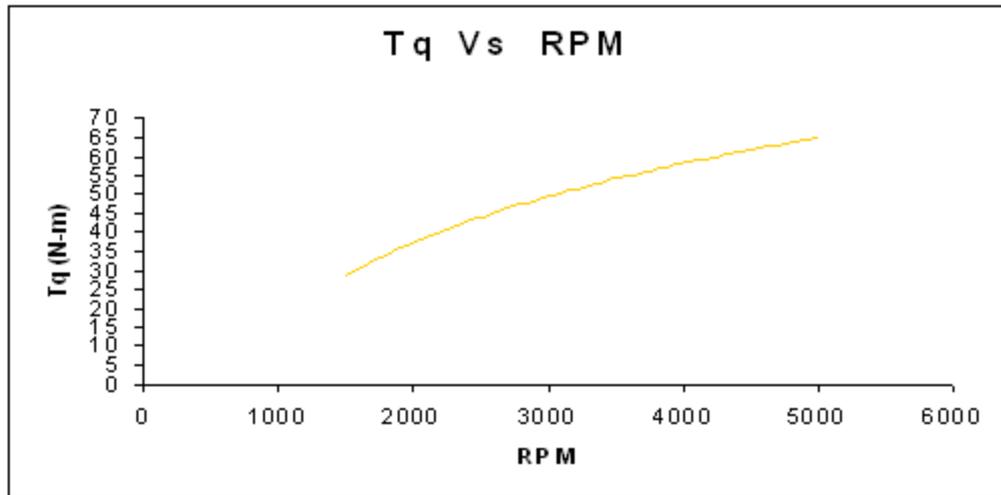


FIGURA A5.1 TORQUE (ETAPA 6)

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

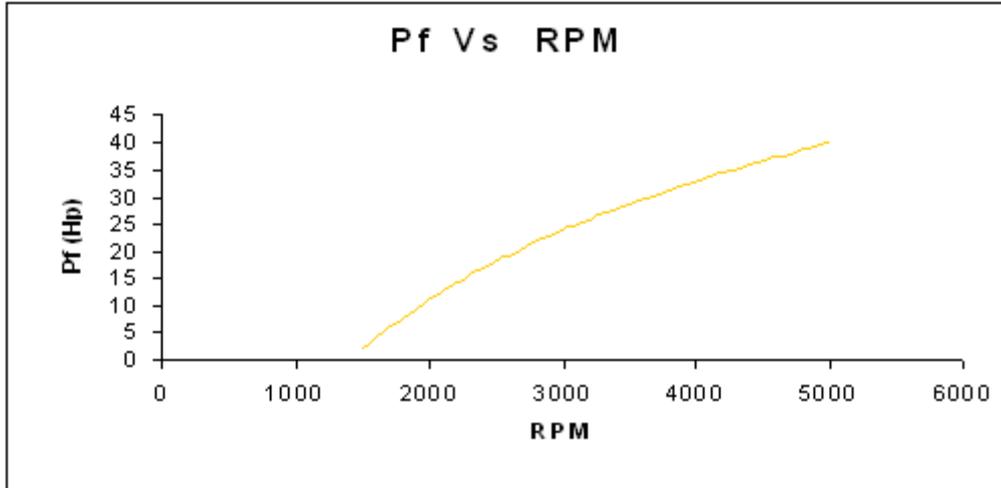


FIGURA A5.2 POTENCIA AL FRENO (ETAPA 6)

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

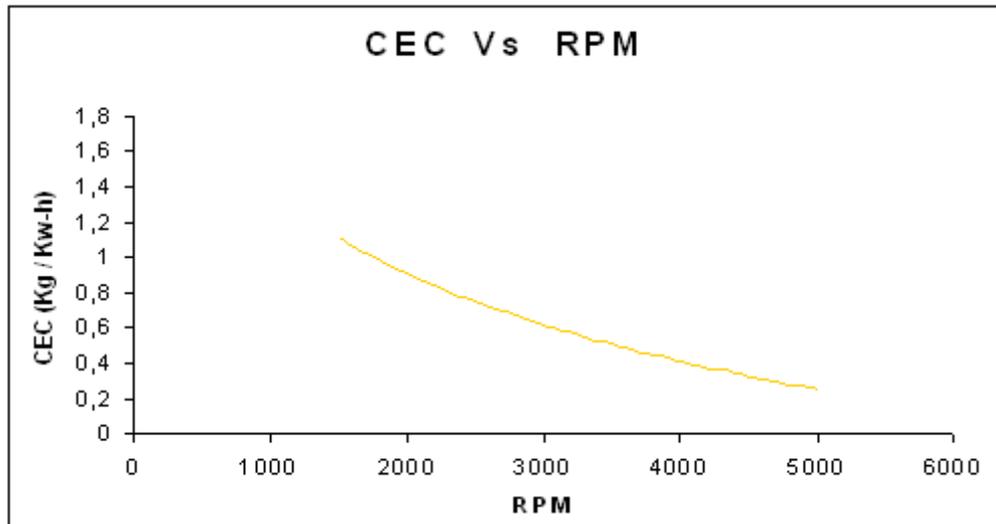


FIGURA A5.3 CONSUMO ESPECIFICO DE COMBUSTIBLE (ETAPA 6)

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

ANÁLISIS DEL MOTOR TRUCADO (ETAPA 6) EN BASE A LAS CURVAS Y DATOS OBTENIDOS EN EL BANCO DE PRUEBAS

Es común la utilización de las curvas de Torque, Potencia y consumo específico de combustible para la selección de un motor, por lo cuál vamos hacer énfasis en el análisis de las mismas.

Torque: Tenemos una curva aguda con valores pequeños a bajas revoluciones, los mismos que van subiendo progresivamente a medida que se incrementa el régimen de giro. El torque máximo es de 63 N-m a 3600 RPM.

Potencia: La tendencia indica un incremento progresivo sin pérdidas aparentes, con una potencia máxima de 38.60 Hp a 5000 RPM.

Consumo Específico de Combustible: Nos encontramos con una reducción progresiva al incrementar el régimen de giro, con un valor máximo de 1.65 Kg / KW – h a 1500 RPM.

TABLA A5.4 COMPARATIVA (ETAPA 5 – ETAPA 6)

	ETAPA 5	ETAPA 6
CILINDRADA	1021 cc	1021 cc
DIAMETRO – CARRERA	75 mm - 77.0 mm	75 mm - 77.0 mm
POTENCIA	35.79 Hp @ 5000 rpm	38.6 Hp @ 5000 rpm
TORQUE	60 N-m @ 3300 rpm	60 N-m @ 3300 rpm
RELACIÓN DE COMPRESIÓN	12 : 1	12 : 1

FUENTE: Samaniego G-C, investigadores

BIBLIOGRAFÍA

COELLO SERRANO EFREN, Preparación de Motores de Competencia, Ed América, 2003.

CROUSE .W, Motores de Automóvil, Ed Alfaomega, 1996.

ERAZO-MENA, Reparación Técnica de Motores de Combustión Interna, Ed América, 1999.

GERSCHLER. H, Tecnología del Automóvil GTZ, Ed Reverte, 1980.

HAYNES, Automotive Repair Manual Chevrolet Sprint – Geo Metro.

PEREZ ALONSO, Temática Automotriz, Ed Paraninfo, 1981.

SALAZAR FABIÁN, Notas y Apuntes de Motores de Competición.

STEFANO GILLERI, Preparación de motores serie para Competición, Ed CEAC, 1994.

SCHWOCH. W, Manual Practico del Automóvil, Ed Reverte, 1968.

www.iskicams.com

www.redlinegti.net

www.ssgti.net

www.Teamswift.net

REFRENDACIÓN

Latacunga, 01 de Agosto del 2006

Sr. Geovanny Samaniego

Sr. Carlos Samaniego

Ing. Germán Erazo
Coordinador de
Carrera

Dr. Eduardo Vásquez
Secretario Académico

